

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YÜZEYİNE RADYANT SOĞUTMA UYGULANAN KAPALI BİR
HACİMDE CEBRİ HAVALANDIRMANIN ISI GEÇİŞİ
KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Muhammet CAMCI

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş Danışman

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Şubat, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR YÜZEYİNE RADYANT SOĞUTMA UYGULANAN KAPALI BİR
HACİMDE CEBRİ HAVALANDIRMANIN ISI GEÇİŞİ
KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Muhammet CAMCI tarafından hazırlanan tez çalışması 25.02.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Deniz ULUSARSLAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Yakup KARAKOYUN, Üye
Hakkari Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımda hazırlanan “Bir Yüzeyine Radyant Soğutma Uygulanan Kapalı Bir Hacimde Cebri Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Muhammet CAMCI

İmza



Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün FBA-2019-3743 numaralı projesi ile desteklenmiştir.



Aileme
ve
arkadaşılarım

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam kapsamında desteklerini esirgemeyen danışman ve eş danışman hocalarım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ ve Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ'e; tezin şekillenmesinde verdikleri değerli öneriler dolayısıyla başta tez izleme komitesi üye hocalarım Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU ve Prof. Dr. Deniz ULUSARSLAN olmak üzere sınav jürileri hocalarım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN ve Dr. Öğr. Üyesi Yakup KARAKOYUN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde destek veren çalışma arkadaşlarımdan Arş. Gör. Dr. Alişan GÖNÜL, Arş. Gör. Şafak Metin KIRKAR ve deney tesisatındaki tadilatla emeği olan teknisyen Ahmet GÜNEY'e teşekkür ederim.

Hayatımın zorlu her sürecinde desteklerini her daim hissettiğim tüm aileme ve arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Muhammet CAMCI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
ABSTRACT	xviii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı	25
1.3 Hipotez	26
2 RADYANT SİSTEMLER VE KAPALI HACİMDE HAVALANDIRMA	27
2.1 Radyant Sistemler	27
2.2 Kapalı Hacimde Havalandırma.....	30
3 DENEY DÜZENEGİ VE DENEYSEL YÖNTEM	41
3.1 Deney Düzenegi	41
3.2 Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri	48
3.3 Ölçümler ve Hesap Yöntemi	55
4 BULGULAR VE TARTIŞMA	62
4.1 Giriş	62
4.2 Durum 1 Deney Sonuçları	64
4.3 Durum 2 Deney Sonuçları	77
4.4 Durum 3 Deney Sonuçları	88
4.5 Durum 4 Deney Sonuçları	99
4.6 Durum 5 Deney Sonuçları	110
4.7 Deney Sonuçların Karşılaştırılması	121
5 BELİRSİZLİK ANALİZİ	148
5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi	148
6 SONUÇ VE ÖNERİLER	154
KAYNAKÇA	157
A KALİBRASYON EĞRİLERİ	162
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	171

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
Ar	Archimedes sayısı
AUST	Diğer yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
H	Düşey yüzey için yükseklik, yatay yüzey için uzunluk (m)
Δ	Fark
F	Görme faktörü
Gr	Grashof sayısı
V	Hacim (m^3)
$\dot{V}$	Hacimsel debi ($m^3 s^{-1}$)
U	Hız ($m s^{-1}$)
D_h	Hidrolik çap (m)
Q	Isı akısı (Wm^{-2})
h	Isı geçiş katsayısı (HTC) ($W m^{-2} K^{-1}$)
$\dot{Q}$	Isı geçişi (W)
ν	Kinematik viskozite ($m^2 s^{-1}$)
$\dot{m}$	Kütleli debi ($kg s^{-1}$)
W	Besleme kanal açıklık genişliği (m)
Nu	Nusselt sayısı
c_p	Özgül Isı ($J kg^{-1}K^{-1}$)
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
ACH	Saatteki hava değişim sayısı (h^{-1})
T	Sıcaklık (K, $^{\circ}C$)
k	Sıvının ısı iletim katsayısı ($W m^{-1} K^{-1}$)
L	Uzunluk (m)

Alt indis

out	Çıkış
cn	Doğal taşınım

in	Giriş
f	Döşeme
a	Hava
r	Işınım
e	Kapalı hacim
op	Karşıt
kor	Korelasyon
x	Yerel
ref	Referans
w	Su
c	Taşınım
t	Toplam
s	Yüzey
cf	Zorlanmış taşınım

KISALTMA LİSTESİ

CC	Soğuk tavan
CHT	Taşınım ısı geçişi
CHTC	Taşınım ısı geçiş katsayısı
DV	Deplasman havalandırması
HVAC	Isıtma, havalandırma, soğutma
MV	Karışımli havalandırma
PLC	Veri toplama cihazı
RC	Oda merkezi düşey hattı
TABS	Radyant ısıli aktif bina sistemleri
VTG	Düşey sıcaklık değişimi
W	Duvar
X	Ölçüm noktası

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Tavan tipi difüzör ve radyant duvar ile soğutulan bir odada, mekanik ve kaldırma kuvveti tahrikli akış hareketleri [23]	10
Şekil 1.2 Awbi ve Hatton tarafından çalışılan odadaki fan pozisyonları [26]	15
Şekil 1.3 Radyant döşeme soğutma sistemi ile birleştirilmiş dönel difüzör uygulaması [29]	17
Şekil 2.1 Tavana asılı radyant sistem örneği	28
Şekil 2.2 Radyant döşeme yapısı örnekleri.....	29
Şekil 2.3 Radyant ısı aktif bina sistemleri örnekleri	29
Şekil 2.4 Bu çalışmada kullanılan duvar tipi gömülü radyant sistem	30
Şekil 2.5 Yerden radyant borulama devre şeması örnekleri	30
Şekil 2.6 Düşey yüzey için ısı geçişi uygulama tipleri.....	31
Şekil 2.7 Havalandırma ve akış yönünün oda içerisindeki görünüm örnekleri ...	32
Şekil 2.8 Deplasmanlı and karışımli akış [37]	36
Şekil 2.9 Oda soğutması uygulamasında deplasmanlı havalandırma (a) ve karışımli havalandırma (b) yapılan odanın görsel karşılaştırılması ...	37
Şekil 3.1 Deney düzeneği hidronik tesisatı şematik görünümü ve temel deney ekipmanlarının konumu.....	43
Şekil 3.2 Test odasının izometrik çizimi.....	44
Şekil 3.3 Havalandırma dış ekipmanlar (özel yapım klima santrali, egzoz kanalı)	45
Şekil 3.4 Test odası iç görünüm, Duvar-1 ve deney düzeneğine eklenen süpürgelik hizasındaki hava kanalı.....	46
Şekil 3.5 Test odası hava çıkış kanalı	47
Şekil 3.6 Test odasının duvar ve döşeme yüzeylerine gömülü hidronik devreleri	47
Şekil 3.7 Termostatlı sıcak/soğuk su tankları.....	48
Şekil 3.8 Sıcak/soğuk su kollektörleri	48
Şekil 3.9 Sirkülasyon pompası	49
Şekil 3.10 Isı değıştirici.....	49
Şekil 3.11 Elektromanyetik debimetre	50
Şekil 3.12 Yüzey tipi ısı çift sıcaklık sensörü	50
Şekil 3.13 PT100 sıcaklık sensörü	51
Şekil 3.14 Özel yapım hava şartlandırma ekipmanları	51

Şekil 3.15 Hava hız ölçer	52
Şekil 3.16 Veri toplama cihazı (PLC)	53
Şekil 3.17 Masaüstü bilgisayar.....	53
Şekil 3.18 Kalibrasyon su banyosu ve referans sıcaklık ölçer.....	54
Şekil 3.19 Isıl çift kaynak makinası	54
Şekil 3.20 Test odasının tel kafes diyagramı	55
Şekil 3.21 Işınım ile ısı geçişi ve görme faktörü hesaplamalarında kullanılan Matlab yazılımının arayüz görünümü	58
Şekil 3.22 Duvar uygulaması (duvar içi gömülü su boruları, dıştan yalıtımlı duvar, hava kanalı ve hava hareketi)	59
Şekil 3.23 Hava kanalı üzerindeki açıklıktan yapılan hava hızı ölçümü	59
Şekil 3.24 Kapalı mahal içerisindeki sıcaklık ölçüm noktaları	60
Şekil 3.25 PLC yazılımı ekran görüntüsü	61
Şekil 4.1 Ortalama sıcaklıkları ve ısı geçişinin zamanla değişimi	62
Şekil 4.2 Deney kodu açıklaması.....	63
Şekil 4.3 Durum 1 şematik gösterim	64
Şekil 4.4 Durum 1’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi	72
Şekil 4.5 Düşey plakada destekleyen akış (a) ve karşıt akış (b).....	73
Şekil 4.6 Durum 1 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi	75
Şekil 4.7 Durum 2 şematik gösterim	77
Şekil 4.8 Durum 2’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi	85
Şekil 4.9 Durum 2 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi	86
Şekil 4.10 Durum 3 şematik gösterim	88
Şekil 4.11 Durum 3’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi	96
Şekil 4.12 Durum 3 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi	97
Şekil 4.13 Durum 4 şematik gösterim	99
Şekil 4.14 Durum 4’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi	107
Şekil 4.15 Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi	108
Şekil 4.16 Durum 5 şematik gösterim	110

Şekil 4.17	Durum 5’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi	118
Şekil 4.18	Durum 4 ve 5 için oda içerisindeki hava hareketleri.....	118
Şekil 4.19	Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi	119
Şekil 4.20	Durum 1, Durum 2 ve Durum 3’ün deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 0 m/s (doğal taşınım) ve 0.25 m/s (karışık taşınım) hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması.....	123
Şekil 4.22	Durum 1, 2, 3 deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 0.5 ve 1 m/s (karışık taşınım) hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması	124
Şekil 4.23	Durum 1,2, 3 deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması.....	125
Şekil 4.24	Durum 1, 2 ve 3 deneylerinde elde edilen ortalama sıcaklıklar	126
Şekil 4.25	Durum 1, 2, 3 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması..	127
Şekil 4.26	Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen sıcaklıkların hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması	128
Şekil 4.27	Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması..	128
Şekil 4.28	Durum 1 ve Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması..	129
Şekil 4.29	Durum 2 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması..	130
Şekil 4.30	Durum 3 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması..	131
Şekil 4.31	Durum 3, 2.5 ve 5 m/s hızlarındaki yerel ısı taşınım katsayılarının hava girişi uzaklığına bağlı değişimi.....	138
Şekil 4.32	Venko vd.’nin [28] oda içerisindeki yerel ısı taşınım katsayılarının hava girişi uzaklığına bağlı değişimi.....	138
Şekil 4.33	Venko v.d.’nin [28] oda içerisindeki karışık taşınım çalışmasına ait şematik görünüm.....	139
Şekil 4.34	Awbi ve Hatton’un [26] çalışmasının şematik gösterimi (a) ve yerel ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimi (b).....	141
Şekil 4.35	Durum 1 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması	142
Şekil 4.36	Durum 2 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması	143

Şekil 4.37 Durum 3 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması	144
Şekil 4.38 Durum 4 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması	146
Şekil 4.39 Durum 5 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması	147



TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1	Oda iç yüzeylerindeki ısı taşınım tipleri [1]	2
Tablo 1.2	Doğal taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları	5
Tablo 1.3	Zorlanmış taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları.....	11
Tablo 1.4	Karışık taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları.....	18
Tablo 1.5	Karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları.....	23
Tablo 2.1	Karışıklı ve deplasmanlı havalandırma karakteristiklerinin karşılaştırılması.....	38
Tablo 4.1	Durum 1 (W1W1T0.1) deneyinden elde edilen sonuçlar	65
Tablo 4.2	Durum 1 (W1W1T0.2)'den elde edilen sonuçlar	66
Tablo 4.3	Durum 1 (W1W1T0.3)'den elde edilen sonuçlar	67
Tablo 4.4	Durum 1 (W1W1T0.4)'den elde edilen sonuçlar	68
Tablo 4.5	Durum 1 (W1W1T0.5)'den elde edilen sonuçlar	69
Tablo 4.6	Durum 1 (W1W1T0.6)'den elde edilen sonuçlar	70
Tablo 4.7	Durum 1 (W1W1T0.7)'den elde edilen sonuçlar	71
Tablo 4.8	Durum 1 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar	76
Tablo 4.9	Durum 2 (W1W1T1.1)'den elde edilen sonuçlar	78
Tablo 4.10	Durum 2 (W1W1T1.2)'den elde edilen sonuçlar	79
Tablo 4.11	Durum 2 (W1W1T1.3)'den elde edilen sonuçlar	80
Tablo 4.12	Durum 2 (W1W1T1.4)'den elde edilen sonuçlar	81
Tablo 4.13	Durum 2 (W1W1T1.5)'den elde edilen sonuçlar	82
Tablo 4.14	Durum 2 (W1W1T1.6)'den elde edilen sonuçlar	83
Tablo 4.15	Durum 2 (W1W1T1.7)'den elde edilen sonuçlar	84
Tablo 4.16	Durum 2 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar ...	87
Tablo 4.17	Durum 3 (W1W1T2.1)'den elde edilen sonuçlar	89
Tablo 4.18	Durum 3 (W1W1T2.2)'den elde edilen sonuçlar	90
Tablo 4.19	Durum 3 (W1W1T2.3)'den elde edilen sonuçlar	91
Tablo 4.20	Durum 3 (W1W1T2.4)'den elde edilen sonuçlar	92
Tablo 4.21	Durum 3 (W1W1T2.5)'den elde edilen sonuçlar	93
Tablo 4.22	Durum 3 (W1W1T2.6)'den elde edilen sonuçlar	94
Tablo 4.23	Durum 3 (W1W1T2.7)'den elde edilen sonuçlar	95
Tablo 4.24	Durum 3 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar ...	98
Tablo 4.25	Durum 4 (W1W3T0.1)'den elde edilen sonuçlar	100

Tablo 4.26 Durum 4 (W1W3T0.2)'den elde edilen sonuçlar	101
Tablo 4.27 Durum 4 (W1W3T0.3)'den elde edilen sonuçlar	102
Tablo 4.28 Durum 4 (W1W3T0.4)'den elde edilen sonuçlar	103
Tablo 4.29 Durum 4 (W1W3T0.5)'den elde edilen sonuçlar	104
Tablo 4.30 Durum 4 (W1W3T0.6)'den elde edilen sonuçlar	105
Tablo 4.31 Durum 4 (W1W3T0.7)'den elde edilen sonuçlar	106
Tablo 4.32 Durum 4 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar	109
Tablo 4.33 Durum 5 (W1W3T1.1)'den elde edilen sonuçlar	110
Tablo 4.34 Durum 5 (W1W3T1.2)'den elde edilen sonuçlar	112
Tablo 4.35 Durum 5 (W1W3T1.3)'den elde edilen sonuçlar	113
Tablo 4.36 Durum 5 (W1W3T1.4)'den elde edilen sonuçlar	114
Tablo 4.37 Durum 5 (W1W3T1.5)'den elde edilen sonuçlar	115
Tablo 4.38 Durum 5 (W1W3T1.6)'den elde edilen sonuçlar	116
Tablo 4.39 Durum 5 (W1W3T1.7)'den elde edilen sonuçlar	117
Tablo 4.40 Durum 5 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar	120
Tablo 4.41 Deneyisel çalışmada incelenen durumlar	121
Tablo 4.42 Duvar üzerindeki yaygın doğal taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları	131
Tablo 4.43 Doğal taşınım ısı geçiş katsayısı deneyisel sonuçlarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırması	131
Tablo 4.44 Bulunduğu ortam ile 5°C sıcaklık farkına sahip 2.7 m uzunluğundaki düşey plakada, farklı hızlarda oluşan ısı taşınım tipleri	132
Tablo 4.45 Durum 1, 2, 3 de 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonunun sonuçlarının deneyisel sonuçlar ile karşılaştırılması	133
Tablo 4.46 Durum 1, 2, 3 de 5, 10 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneyisel sonuçlar ile karşılaştırılması	134
Tablo 4.47 Durum 4, 5'de (karşı duvardan havalandırma) 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneyisel sonuçlar ile karşılaştırılması	135
Tablo 4.48 Durum 4, 5'de 5 ve 10 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneyisel sonuçlar ile karşılaştırılması	135
Tablo 4.49 Karşılaştırması yapılan karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları	140
Tablo 5.1 Deneyisel sonuçlara ait belirsizlik analizi	153
Tablo 6.1 Önerilen ortalama ısı taşınım katsayısı korelasyonları	155

Bir Yüzeyine Radyant Soğutma Uygulanan Kapalı Bir Hacimde Cebri Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi

Muhammet CAMCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş-Danışman: Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Düşük sıcaklıklarda çalışabilme özellikleri sayesinde sağladığı yüksek ısıl konfor ve enerji verimlilikleri gibi avantajlar sebebiyle gün geçtikçe kullanımı artmakta olan binalarda radyant ısıtma ve soğutma sistemleri üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmada, radyant yüzeyden soğutma yapılan kapalı bir mahalde havalandırmanın oda içi sıcaklık değişimlerine ve ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Sistemin ısıl karakteristikleri, radyant duvar ve oda arasında oluşan ışıınım, taşınım ve toplam ısı akıları, ortalama ışıınım, taşınım ve toplam ısı geçiş katsayıları ve yerel ısı taşım katsayısını kapsamaktadır. Deneylerde kullanılan test odası 1.8x1.8 m² taban alanına ve 2.7 m yüksekliğe sahiptir. Beş yüzeyi hidronik devre ile kaplı olup, üç duvara bitişik süpürgelik hizasından 15x15 cm² kesit alanına sahip hava kanalına sahiptir. Soğutulan duvar içindeki hidronik radyant devresinde dolaşan sudan

aktarılan ısı geçişi hesaplanmasında değerlendirilen bir debi metre ve PT100 sıcaklık ölçerler mevcuttur. Bunun dışında, PLC sistemine bağlı 50 adet T tipi ısı çift ile oda içerisindeki sıcaklıklar izlenebilmektedir. Hava kanalları üzerinde bulunan açıklıktan odaya gönderilen havanın hızı uzak bağlantılı hava hız ölçer yardımıyla llebilmektedir. Özel retim klima cihazı ile hava girişi öncesi, hava, sıcaklık açısından şartlandırılabilir. Test odası boyutları itibariyle güvenlik kabinleri, bilet satış noktaları, kısa süreli veri giriş kabinlerine benzerlik göstermektedir. Deneylerde belirtilen koşullar dikkate alınarak, radyant soğutma ve havalandırmanın aynı duvara ve karşıt duvara bitişik kanaldan uygulandığı durumlar için zgn korelasyonlar üretilmiştir. Radyant soğuk duvar boyunca oluşan taşınım ve toplam ısı geçiş katsayıları, sırasıyla en düşük 2.02 ve 7.29 W/m²K ve en yüksek 9.13 ve 13.88 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Isıl konfor ve ısıl asimetri çalışmalarının ihtiyaç duyduğu düşey sıcaklık değişimleri de ayrıca deney sonuçlarında verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Karışık taşınım, deplasmanlı havalandırma, binalarda ısı geçişi, radyant soğutma

Investigation of the Effect of Ventilation on Heat Transfer Characteristics of a Radiant Cooled Surface in an Enclosure

Muhammet CAMCI

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Co-supervisor: Assoc. Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Usage of radiant heating and cooling systems in buildings along with studies is increasing day by day due to the advantages such as high thermal comfort and energy efficiency thanks to their ability to work at low temperatures. In this study, it is aimed to examine the effect of ventilation on indoor temperature changes and heat transfer characteristics in an enclosure with a radiant surface cooling application. The thermal characteristics of the system consist of radiative, convective, and total heat fluxes between the radiant wall and the room, average radiative, convective and total heat transfer coefficients, and local convective heat transfer coefficients. The test room used in the experiments has a floor area of $1.8 \times 1.8 \text{ m}^2$ and a height of 2.7 m. Its five surfaces are equipped with hydronic circuits and it has an air duct of cross section area $15 \times 15 \text{ cm}^2$ at the baseboard level adjacent to three walls. It has a flowmeter and PT100 temperature sensors which have been utilized in calculation of the heat transfer rate to the circulated water in the hydronic radiant circuit in the cooled wall. In addition, the room temperatures can be monitored with fifty T type thermocouples connected to the PLC system. The velocity of the air blown into the room from the slot diffuser

through the air ducts can be measured with the help of a remote anemometer. With the special production air conditioning unit, the temperature of air can be adjusted before the air intake. In terms of test room dimensions, security cabins, ticket sales points, and short-term data entry cabins are similar to the test room. Novel correlations have been produced for the conditions where radiant cooling and ventilation are applied through the air ducts located next to the cooled wall and the opposite wall, in turn. Consequently, the lowest and the highest convection and total heat transfer coefficients over the investigated radiant cooled wall are calculated as 2.02-7.29 W/m²K and 9.13-13.88 W/m²K, respectively. Vertical temperature gradients, which are needed by thermal comfort and thermal asymmetry studies, are also given in the test results.

Keywords: Mixed convection, displacement ventilation, heat transfer in buildings, radiant cooling

1.1 Literatür Özeti

Düşük sıcaklıkta çalışma özelliği ile hidronik radyant ısıtma sistemleri, hem evsel hem de endüstride uzun süre kullanımıyla kendilerini kanıtlamış ısıtma sistemleridir. Büyük ısı transfer yüzey alanın getirdiği avantajla düşük sıcaklıkta çalışabilme özelliğiyle ısıl konforun yanı sıra ısı pompası ve diğer sistemlere uygulanabilirliği sayesinde yüksek enerji ve ekserji verimine sahiptir. Benzer avantajlar hidronik radyant soğutma için de geçerli olmasına rağmen yüzeylerde yoğunlaşma oluşumu ve yetersiz soğutma kapasitesi sebebiyle kullanımı sınırlı olmuştur. Tek başına radyant soğutma kullanımının oluşturduğu bu olumsuzluklar, araştırmaları radyant soğutmanın hava koşullandırma sistemleri ile beraber çalışması üzerine yoğunlaştırmıştır. Bu kapsamda yapılan çalışmaların özeti aşağıda sunulmaktadır.

Bina ısıtma/soğutma uygulamalarında en önemli ısı transferi mekanizmalarından biri, binanın ısıtılan veya soğutulan yüzeyleri aracılığıyla gerçekleşen doğal taşınımdır. Kapalı bir hacim içindeki doğal taşınımında, ısı taşınımına neden olan temel etken, iç ortam havası ile ısıtılan/soğutulan yüzeyler arasındaki sıcaklık farkıdır. İklimlendirilen bir hacimde, şartlandırılan yüzeyin ısı geçiş karakteristikleri arasında ısı taşınım katsayısı (CHTC) önemli bir role sahiptir.

Beausoleil-Morrison [1] bir çalışmada Tablo 1.1'de verildiği üzere bina iç yüzeylerinde meydana gelen ısı taşınım tiplerini beş ayrı kategoriye ayırmıştır. Bina içerisinde oluşan doğal ve zorlanmış taşınımı iki ayrı kategoriye ayırması ile beraber karışık ısı taşınım tipini de son olarak eklemiştir. Kategorize edilen toplam beş taşınım tipini oluşturan itici kuvvetler ve bina içinde bu kuvvetlere nelerin sebep olduğu tablo içinde izah edilmiştir.

Tablo 1.1 Oda iç yüzeylerindeki ısı taşınım tipleri [1]

Tip	İtici kuvvet	İtme kuvvetini oluşturan nedenler
A	Doğal Akış (Kaldırma kuvveti)	Isıtılmış veya soğutulmuş yüzeyin (güneş ışını, hidronik paneller, dış ortam tarafından) neden olduğu yüzey ve hava arasındaki sıcaklık farkı
B	Doğal Akış (Kaldırma kuvveti)	Odadaki ısı kaynak (radyatör, soba gibi bir ısıtma cihazı)
C	Zorlanmış Akış (Mekanik kuvvet)	HVAC sistemi (odaya ısıtılmış veya soğutulmuş hava beslemesi)
D	Zorlanmış Akış (Mekanik kuvvet)	Sirkülasyon fanlı ısıtma veya soğutma cihazları (hava beslemesi veya tahliyesi yok) örnek; split klimalar
E	Karışık Akış (Kaldırma and mekanik kuvvet)	Aynı anda uygulanan hem A hem de C rejimleri (HVAC, ısıtılmış veya soğutulmuş yüzeyler)

Peeters vd. [2], sistemde meydana gelen ışınlım ve iletimle ısı aktarım mekanizmalarının matematiksel modeller kullanılarak doğru bir şekilde tanımlanabildiğini/hesaplanabildiğini göstermişlerdir. Ancak, kapalı bir hacim içindeki ısı aktarım özelliklerinin belirlenmesinde mekanizmaların karmaşıklığı nedeniyle taşınım ısı geçişi tiplerinin deneysel sonuçlara ihtiyaç duyduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle literatürde bu konuda yapılmış çeşitli deneysel çalışmaların olduğu açıkça görülmektedir. İlk zamanlarda, taşınım ısı geçiş tiplerini anlamak için gerçek bina uygulamalarına uymayan yatay veya düşey plakaları kullanan deneysel çalışmalar yapıldığını vurgulamışlardır.

Awbi ve Hatton'ın [3] da belirttiği gibi, gerçek ısı koşulları temsil eden tam boyutlu kapalı hacimlerde yürütülen deneysel çalışmaların sayısı son otuz yıldır artmıştır. Bu deneysel çalışmalar sonucunda çalışmacılar, taşınım ısı akılarını ve ısı geçiş katsayılarını belirlemek için korelasyonlar ve katsayılar önermektedirler.

Taşınım ısı akısı korelasyonlarında, ısı akısı, Newton'un soğuma kanununda belirtildiğı gibi sıcaklık farkının ve ısı taşınım katsayılarının fonksiyonu olarak verilir. Öte yandan, CHTC'ler için verilen denklemlerde, onları tanımlamak için Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra), Prandtl (Pr) ve Grashof (Gr) sayıları gibi boyutsuz parametreler olabileceğı belirtilmiştir.

Alamdari ve Hammond [4] çalışmalarında doğal havalandırmalı bir binadaki taşınım ile ısı geçişini belirlemek için denklemler önermişlerdir. CHTC'yi sıcaklık farklılıklarının, yüzey uzunluğunun ve akışkan tipinin bir fonksiyonu olarak tanımlamışlardır. Boyutsuz sayılar olarak tanımlandığında Denklem 1.1 eşitliğı elde edilir.

$$Nu = C Ra^n \quad (1.1)$$

Denklem 1.1 de, $10^4 < Ra < 10^5$ aralığında Rayleigh sayısı için “n” değerini 1/4 olarak önerip, $Ra > 10^5$ olması durumunda ise “n” değerini 1/3 olarak belirlemişlerdir. Hesaplamalarda, odadaki havanın fiziksel özellikleri belirlenirken (önemli ölçüde değişmediğı varsayılarak) dikkate alınan sıcaklığın, döşeme yüzey sıcaklığı ve oda hava sıcaklığının ortalama değeri olarak alınabileceğı belirtilmiştir. Isıtılan/soğutulan yatay yüzeyler için taşınım ile ısı geçiş katsayılarını belirlemek için türetilen bağıntılar sırasıyla Denklem 1.2 ve Denklem 1.3'de verilmiştir.

$T_f > T_a$ – Yerden ısıtma;

$$h = \left[\left\{ 1,4 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \right\}^6 + \{ 1,63(\Delta T)^{1/3} \}^6 \right]^{1/6} \quad (1.2)$$

$T_f < T_a$ – Yerden soğutma;

$$h = 0,6 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/5} \quad (1.3)$$

Karakoyun vd. [5] çalışmalarında yalıtılmamış duvarları, bir test odasında güneş ışıının etkisini göz önüne alarak modelleyip, soğutma yüklerinin döşemeden soğutma sistemlerinin üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Odanın duvarları ayrı

ayrı ısı kazanç kaynakları olarak kullanılmıştır. Çalışmada, döşemeden soğutma sistemleri için geçerli olabilecek, doğal taşınım ile ısı geçişinin belirlenmesinde kullanılabilecek bir korelasyon önerilmiştir. Önerilen korelasyon Denklem 1.4 da verilmiştir.

$$q_c = 0.67 (T_a - T_f)^{0.90} \quad (1.4)$$

Myhren vd. [6,7] daha önceki çalışmalar için yapılmış gerçek ofis odasının birebir bilgisayar simülasyonunu CFD kullanarak gerçekleştirmiştir. Çalışmalarında radyant yerden ısıtma ve havalandırmalı radyatörün olduğu ofis içinde, ısı konfor açısından oda içi hava hızı ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Çalışma sonucunda soğuk çarpmasını önlemek için ilk taze havanın radyatörün içinden geçirilmesi tavsiye edilmiştir. İsveç şartlarında havalandırmalı radyatörün geleneksel sistemlere göre daha yüksek ısı verim ve daha istikrarlı ısı koşullar sağladığı gösterilmiştir.

Cholewa vd. [8,9] tarafından yürütülen deneysel çalışmalarda, iklimlendirme odasında yürütülen ısıtılmış/ soğutulmuş radyant döşeme ve tavan üzerinde yapılan araştırma sonuçları sunulmuştur. Çalışmanın amacı, soğutulmuş/ısıtılmış radyant döşeme [8] ve radyant tavan [9] yüzeyleri için ısı geçiş katsayılarını tahmin etmektir. Deneysel çalışmalarda termal kamera ile ölçümler yapılmıştır. Yaygın olarak kullanılan radyant ısı geçiş katsayı değerlerinin yüksek hesaplandığını ortaya çıkarmışlardır. Tavandan radyant ısıtma yapılan deneylerde çok düşük hızdaki hava hareketlerinden dolayı tavandan taşınım ısı geçişinin sıfıra yakın olduğu bildirilmiştir. Soğuk tavan uygulamasında ise, toplam ısı geçiş katsayısının EN 1264-5 göre hesaplamada %7-15 arasında daha az, EN 15377-1 göre ise %3-10 daha fazla olduğu bildirilmiştir. Benzer bir durumun soğuk tavan taşınım ısı geçişi için de ayakta ve oturan kişi göz önüne alındığında toplam ısı geçiş katsayılarının daha yüksek hesaplandığı belirlenmiştir.

Bunun gibi birçok doğal taşınım üzerine yapılan deneysel çalışmalar incelenmiştir ve sayılarının çok olması üzerine Tablo 1.2 de özet halinde verilmiştir.

Tablo 1.2 Doğal taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Ashrae [10]	Düşey plaka	$h = 1.33 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 10^9$	
		$h = 1.26(\Delta T)^{1/3} \quad Ra < 10^9$	
	Yatay plaka	$h = 0.53 \frac{(\Delta T)^{1/6}}{L^{1/2}} \quad 1 < Ra < 2002$	Aşağı yönlü Soğuk plaka Yüzü yukarı bakan ısıtılmış plaka
		$h = 1.53 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 200 < Ra < 10^4$	
		$h = 1.4 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 2.2 \times 10^4 < Ra < 10^6$	
		$h = 1.8(\Delta T^{1/3}) \quad 8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$	Yüzü aşağı bakan ısıtılmış plaka ya da yukarı yönlü Soğuk plaka
		$h = 0.7 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 10^5 < Ra < 10^{10}$	
Ashrae [11]	Kapalı hacim	$h = 2.42 T_t - T_h ^{0.31} / D^{0.08}$	Yerden ısıtma
		$h = 0.20 T_t - T_h ^{0.25} / D^{0.25}$	Tavandan ısıtma
		$h = 2.13 T_t - T_h ^{0.31}$	Yerden ısıtma- basitleştirilmiş
		$h = 0.134 T_t - T_h ^{0.25}$	Tavandan ısıtma- basitleştirilmiş

Tablo 1.2 Doğal taşınımda yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Min [12]	Kapalı hacim	$h = 2.123 \frac{(\Delta T)^{0.31}}{P^{0.08}}$	Yerden ısıtma / tavandan soğutma
		$h = 0.233 \frac{(\Delta T)^{0.25}}{P^{0.25}}$	Tavandan ısıtma/ Yerden soğutma
Li et al. [13]	Döşeme	$h = 3.08 (\Delta T)^{0.25}$	Yerden ısıtma
Schlapmann [14]	Döşeme	$h = \left(0.33 \frac{H}{L} + 0.75\right) (T_r - T_{wall})^{1/3}$	Yerden ısıtma
Khalifa and Marshall [15]	Döşeme	$h = 1.983 (\Delta T)^{0.25}$	Yerden ısıtma
Khalifa and Marshall [16]	Duvar/ Döşeme	$h = 1.983 (\Delta T)^{0.25}$	Duvar / Yerden ısıtma
Alamdari and Hammond [4]	Döşeme	$h = \left[\left[1.4 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1.63 (\Delta T)^{1/3} \right]^6 \right]^{1/6}$	$T_s > T_a$
	Tavan	$h = 0.6 \left(\frac{\Delta T}{P} \right)^{1/5}$	$T_a > T_s$
Açıkgöz [17]	Duvar	$h = 1.5 \left[\frac{H}{L} \right]^{0.09} (\Delta T)^{0.47}$	Duvardan ısıtma

Tablo 1.2 Doğal taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Churchill and Chu [18]		$h = \frac{0.0175}{H} + 1.31 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4}$	Düşey plaka
		$h = \frac{0.0275}{H} + \left(0.825 + 7.01(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}} \right)^2$	
		$h = \frac{0.0175}{H} + 0.28 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4}$	
		$h = \frac{0.0275}{H} + (0.825 + 7.08(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}})^2$	
Awbi and Hatton [3]	Kapalı hacim	$h = \frac{2.175}{D^{0.076}} (\Delta T)^{0.308}$ $Nu = 0.269(Gr)^{0.308}$	Yerden ısıtma
		$h = \frac{0.704}{D^{0.601}} (\Delta T)^{0.133}$ $Nu = 2.376(Gr)^{0.133}$	Tavandan ısıtma
Khalifa and Marshall [16]		$h = 2.30(\Delta T)^{0.24}$	Duvarдан ısıtma
		$h = 2.92(\Delta T)^{0.25}$	Duvarдан ısıtma (karşı duvar)
		$h = 8.07(\Delta T)^{0.11}$	Duvarдан ısıtma (kısmi)
		$h = 2.12(\Delta T)^{0.33}$	Tavandan soğutma

Causone vd.'nin [19] deplasmanlı havalandırma ve radyant ısıtma/soğutmanın birlikte kullanımında oluşabilecek olanaklar ve sınırlamalar üzerine yaptığı çalışmada, hava sıcaklığı profilleri, hava hızı profilleri, yüzey sıcaklıkları ve havalandırma etkinliği, pratikte oluşabilecek farklı çevresel koşullar altında ölçülmüştür. Bu değerler, eşdeğer sıcaklık ölçümleriyle karşılaştırılmıştır. Ölçümlerde, yerden ısıtmanın deplasmanlı havalandırma ile kullanılabilirliğini ve yüksek havalandırma etkinliği değerlerinin elde edildiğini gösterilmiştir. Yerden ısıtma kapasitesi ve odadaki hava sıcaklığı profili arasında bir korelasyon bulunduğu bildirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda, döşeme hava soğutmasının düşey hava sıcaklığı farklılıklarını arttırmasına rağmen ayak bileği seviyesindeki cereyan riskini arttırmadığını gözlemlenmiştir.

Diğer bir deneysel hibrit sistem çalışmasına, Matsuki vd. [20] tarafından gerçekleştirilen radyant soğutma ve buz depolama sisteminin hibrit kullanıldığı çalışma örnek verilebilir. Optimum ortam koşullarını, ısıl ortamın ölçümleri ve deneklerle deneyler yaparak tahmin edilmiştir. Buz depolama sistemi ile entegre bir soğutucu olarak şartlandırılmış havayı kullanan radyant bir soğutma sistemi olan bir hibrit sistem önerilmiştir. Bu sistemin konvansiyonel klimadan daha konforlu bir oda ortamı sağlayabileceği bildirilmiştir. Çalışma sonuçlarında, buz depolama sisteminin nem alma etkisini daha yüksek yaptığını ve yoğunlaşma oluşumunu önlediğini göstermiştir. Dahası, bu sistemin elektrik talebini en aza indirmesi ve elektrik tüketiminin bir fan tarafından düşürülmesi nedeniyle yıllık elektrik tüketimini azaltması beklenebileceği bildirilmiştir.

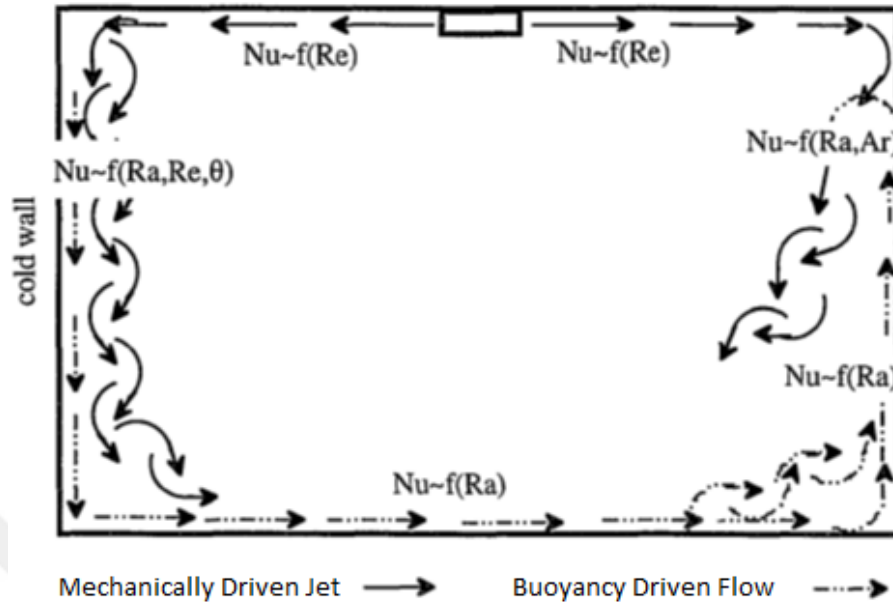
Deplasman havalandırma sistemi mahal içi kirli hava (duman, bakteri/virüs, karbondioksit, vs.) veya sıcak/soğuk ısı yükünü karıştırması ve düşük hızlarda çalışması sebebiyle karışıklı havalandırma sistemine göre avantajları bulunmaktadır. Deplasmanlı havalandırmanın ısıl konfor açısından bu avantajları olsa da düşük hava hız aralıklarında çalışması sebebiyle iklimlendirilecek mahalle yeteri kadar soğutma/ısıtma ısı yükünü verememektedir. Benzer bir şekilde radyant ısıtma/soğutma sistemlerinin de düşük sıcaklık aralıklarında çalışması sebebiyle ısıl konfor ve enerji verimliliği açısından avantajları olduğunu ama gerekli ısıtma/soğutma yükünü gerektiği hızda sağlayamadığı belirtilmiştir. Bu durum araştırmacıları, bu iki sistemin birlikte kullanıldığı hibrit radyant

soğutma/ısıtma ve deplasman havalandırma sistemi üzerinde araştırmaya yönlendirmiştir.

Rees ve Haves [21] tarafından gerçekleştirilen deneysel ve CFD analiz çalışmalarında bir test odasında, ofis uygulamalarında tipik olan bir dizi işletme parametresi üzerinde sıcaklık ve hava akımı ölçümleri yapılarak incelenmiştir. Deplasmanlı havalandırma çalışmasından elde edilen sonuçlar diğer çalışmalarla tutarlılık sağlamaktadır ve normalleştirilmiş sıcaklık profillerinin iç ısı kazancından bağımsız olduğunu göstermektedir. Her durumda, odanın alt kısmındaki doğrusal sıcaklık değişimlerinin, bitişik duvarlardan taşınım ile oluştuğu bulunmuştur. Azalan sıcaklık değişimleri gösteriyor ki, odanın üst kısmında ve tavanda yüksek ısı kazancı ve belirgin bir hava karışımı ortaya çıkmıştır. Görselleştirme deneyleri, hız ölçümleri ve ilgili sayısal çalışmalar, daha yüksek ısı kazanımlarıyla, ısı sütununun tavan yüzeyi boyunca duvarlardan aşağı akışı yönlendirmek için yeterli momentuma sahip olduğunu göstermiştir. Tavanın yakınında bulunan nispeten düşük Richardson sayısı (Ri) değerleri, doğal taşınımın aksi yönünde bu kuvveti belirtmektedir. Ayrıca, orta derecede yüksek iç kazancı olan durumlarda, sıcaklık değişimlerinin karşılaştırılması, tavan yüzey sıcaklığının karışım derecesi ve sıcaklık değişiminin büyüklüğü üzerindeki etkisinin ikincil öneme sahip olduğunu göstermiştir. Bu bulgular, tavandaki doğal taşınımın gelişmiş hava karışmasına neden olur görüşünün aksini göstermektedir.

Yukarıda bahsedilen hem radyant ısıtma/soğutmanın hem de hava koşullandırmanın birlikte çalıştığı sistemler daha çok ısı konfor (oda içi sıcaklık, nem, hava hızı ve hava hareketlerinin insan üzerinde yaptığı etki) üzerine yapılan çalışmalardır. Isı geçiş katsayısı korelasyonu üzerine yapılan çalışmalar çoğunlukla sadece radyant ısıtma/soğutmanın veya sadece havalandırmanın uygulandığı oda içi doğal ve zorlanmış ısı taşınımı üzerine yapılmıştır. Spitler [22] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada, zorlanmış taşınım ısı geçiş katsayısı için duvardan, tavandan, tabandan havalandırma uygulanan oda için korelasyonlar çıkarılmıştır. Spitler'in ve diğer benzer çalışmaların oluşturduğu zorlanmış taşınım korelasyonları Tablo 1.4 de verilmektedir [2,22]. Spitler taşınım ile hava hızının (V) doğru orantılı olduğunu bulmuştur. Dahası hava hızının da boyutsuz jet momentumun (J) karesi ile orantılı olduğunu ortaya

koymuştur. Jet momentum $J=\dot{m}U_o/(\rho gV_{\text{room}})$ şeklinde ifade edilmiş olup U_o kaynak hava jetinin hızını, V_{room} oda hacmini ifade etmektedir.



Şekil 1.1 Tavan tipi difüzör ve radyant duvar ile soğutulan bir odada, mekanik ve kaldırma kuvveti tahrikli akış hareketleri [23]

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Spitler ve diğerleri [22]	Duvar	$h = 4.2 + 81.3J^{0.5}$ $h = 1.6 + 92.7J^{0.5}$	Yüksek havalandırma hızı (15<ACH<100) Tavan girişi 0.001<J<0.03 Yan duvar girişi 0.002<J<0.011	Kaynak sıcaklığı
	Döşeme	$h = 3.5 + 46.8J^{0.5}$ $h = 3.2 + 44J^{0.5}$	Yüksek havalandırma hızı (15<ACH<100) Tavan girişi 0.001<J<0.03 Yan duvar girişi 0.002<J<0.011 ve Ar<0.3	Kaynak sıcaklığı
	Tavan	$h = 11.4 + 209.7J^{0.5}$ $h = 0.6 + 59.4J^{0.5}$	Yüksek havalandırma hızı (10<ACH<110) Tavan girişi 0.001<J<0.03 Yan duvar girişi 0.002<J<0.011 ve Ar<0.3	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fisher [23]	Duvar	$h = (-0.65 + 0.009Re_e^{0.8})/L$ $h = (-0.36 + 0.0065Re_e^{0.8})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	Kaynak sıcaklığı
	Döşeme	$h = (0.52 + 0.0058Re_e^{0.8})/L$ $h = (2.29 + 0.0084Re_e^{0.8})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	
	Tavan	$h = (-0.54 + 0.024Re_e^{0.8})/L$ $h = (0.21 + 29.05 \frac{Re_e^{0.8}}{Ar_e})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	
Fisher ve Pederson [24]	Duvar	$h=0.19ACH^{0.8}$	Radyal tavan difüzörü Havalandırma hızı ($3 < ACH < 100$)	Kaynak sıcaklığı
	Döşeme	$h=0.13ACH^{0.8}$		
	Tavan	$h=0.49ACH^{0.8}$		

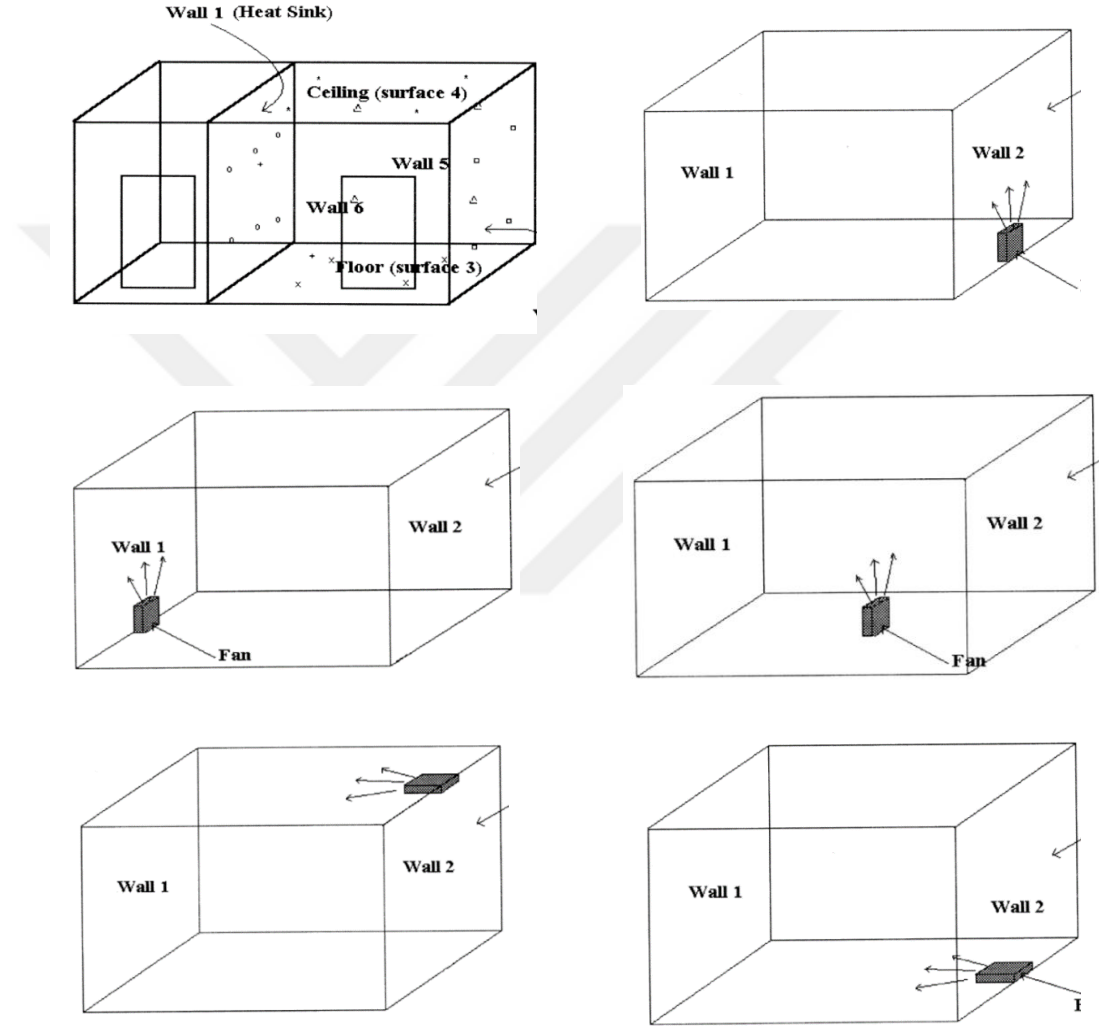
Tablo 1.3 Zorlanmış taşınımда yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Novoselac	Döşeme	$h=0.48ACH^{0.8}$	Döşemeden deplasman havalandırmalı $2.5 < ACH < 10$, $Gr/Re^2 < 1$	Kaynak sıcaklığı
Goldstein ve Novoselac [25]	Yarım pencere	$h=0.117(V/L)^{0.8}$	Duvar üstü pencere, panjursuz, tavan difüzörü, pencere eşikli ve eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Yarım pencere	$h=0.083(V/L)^{0.8}$	Duvar üstü pencere, açık panjur, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Yarım pencere	$h=0.093(V/L)^{0.8}$	Duvar altı pencere, panjursuz, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Tam pencere	$h=0.103(V/L)^{0.8}$	Tüm duvar pencere, panjursuz, çift slot difüzör (duvardan 23 cm)	Kaynak sıcaklığı
	Tam pencere	$h=0.063(V/L)^{0.8}$	Tüm duvar pencere, açık panjur, çift slot difüzör (duvardan 23 cm)	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınımda yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Goldstein ve Novoselac [25]	Duvar	$h=0.063(V/L)^{0.8}$	Pencere altı duvar, tavan difüzörü, pencere eşikli ve eşiksiz,açık panjurlu ve panjursuz	Kaynak sıcaklığı
	Duvar	$h=0.93(V/L)^{0.8}$	Pencere üstü duvar, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), panjursuz, pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Döşeme	$h=0.048(V/L)^{0.8}$	Dış duvarda, yukarıdaki durumların hepsini içeren pencere kombinasyonlarında	Kaynak sıcaklığı
	$Re_e = \frac{U_o A_o}{\sqrt[3]{Vol}}$ Not: U_o : Çıkış hızı (m/s), A_o : Çıkış alanı (m ²), V: Odanın hacmi (m ³), Ar_e : Archimedes sayısı, L: Karakteristik uzunluk (m), (V/L): hacimsel debinin karakteristik uzunluğa oranı [(m ³ /h)/m]			

Awbi ve Hatton [26], doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı geçişinin kombinasyonu olan karışık taşınım ısı geçişinin tahmini üzerine deneysel ve sayısal korelasyon çalışmaları yapmışlardır. Çalışmada, ısıtılmış bir yüzey üzerinde hava akışı sağlamak için değişken hızlı bir fanla beslenen hava kanalı kullanılmıştır. Şekil 1.2’de görüldüğü üzere uygulama, oda ortası, duvardan, tavandan ve tabandan olmak üzere farklı fan pozisyonlarında çalışılmıştır.



Şekil 1.2 Awbi ve Hatton tarafından çalışılan odadaki fan pozisyonları [26]

Beausoleil-Morrison [1] tarafından yürütülen başka bir çalışmada, Alamdari ve Hammond'ın [4] doğal taşınım çalışması ve Fisher'in [33] zorlanmış taşınım çalışması esas alınarak karışık CHTC'nin hesaplanması için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Yeni hesaplama modelinin bir tavan hava kanalı ile havalandırılan odalar için geçerli olduğu ve bununla beraber taşınım mekanizmasının hem

kaldırma kuvveti hem de mekanik kuvvetler tarafından yönetildiği belirtilmiştir. Geliştirilen karışık CHTC korelasyonları [27] Tablo 1.5'de verilmiştir. Kullanıcılardan “A’dan E’ye hangi akış rejimi gerçek duruma uyuyor?”, “hava kanalı nerede?”, “ısıtma cihazı nerede?”, “sıcaklık farkının oluşmasına ne neden olur?” gibi sorulara bağlı olarak uygun denklemleri belirlemeleri istenmiştir. Beausoleil-Morrison [1] tarafından geliştirilen algoritma, yukarıda belirtilen sorulara verilen yanıtlara göre uygun denklemleri seçip, taşınım modelini dinamik olarak kontrol etmektedir.

Deneyssel doğal ve karışık taşınım ısı geçiş katsayısı çalışmalarından biri de Venko vd. [28] tarafından yapılmıştır. Karışık taşınım sistemi, soğutulmuş duvara paralel aşağı doğru akış sağlayan yatay bir tavan kanalı, odanın merkezinde ve karşı duvarın üzerinde iki adet yatay tavan egzoz kanallarından oluşmaktadır. Çalışmada, TRNSYS simülasyon modeli kullanılarak, duvardan soğutma yapılan bir odanın enerji tüketiminin hesaplanmıştır. Bu hesaplamada, deneyssel olarak geliştirilen yerel doğal ve karışık CHTC korelasyonları kullanılmıştır. Deneyler 4 m x 3 m x 2.5 m (uzunluk x genişlik x yükseklik) boyutlarındaki test odasında gerçekleştirilmiştir. Hava kanalı açıklığından uzaklığa göre yerel CHTC değerlerinin değişimleri, iki hava hızı değeri ($U_{air}=2$ m/s ve 4 m/s) ve iki sıcaklık farkı değeri ($\Delta T \approx 4K$ ve 9K) ile gösterilmiştir. Bu sınır koşulları ile geliştirilen korelasyon Tablo 1.4'de verilmiştir.

Fernández-Hernández vd. [29], Şekil 1.3'te gösterildiği gibi, radyant döşeme panelinin ortasına yerleştirilmiş bir dönel difüzörden oluşan HVAC sistemlerini araştırmışlardır. Test odası hem bir ısı pompası ile beslenen radyant döşeme hem de bir klima santrali tarafından beslenen dönel difüzör ile soğutulmuştur. Çalışmada, deneyssel ve simülasyon çalışmalarından elde edilen verilere göre ısı geçiş korelasyonları oluşturulması amaçlanmıştır. Bu çalışmada, ısı taşınım katsayısını hesaplamak için gerekli ana denklemler daha önceki çalışmalara atıfta bulunularak verilmiştir [3,9,30,31].

Radyant döşeme yüzeyindeki enerji dengesinden aşağıdaki denklem elde edilir.

$$Q_{floor} = Q_c + Q_r \quad (1.5)$$

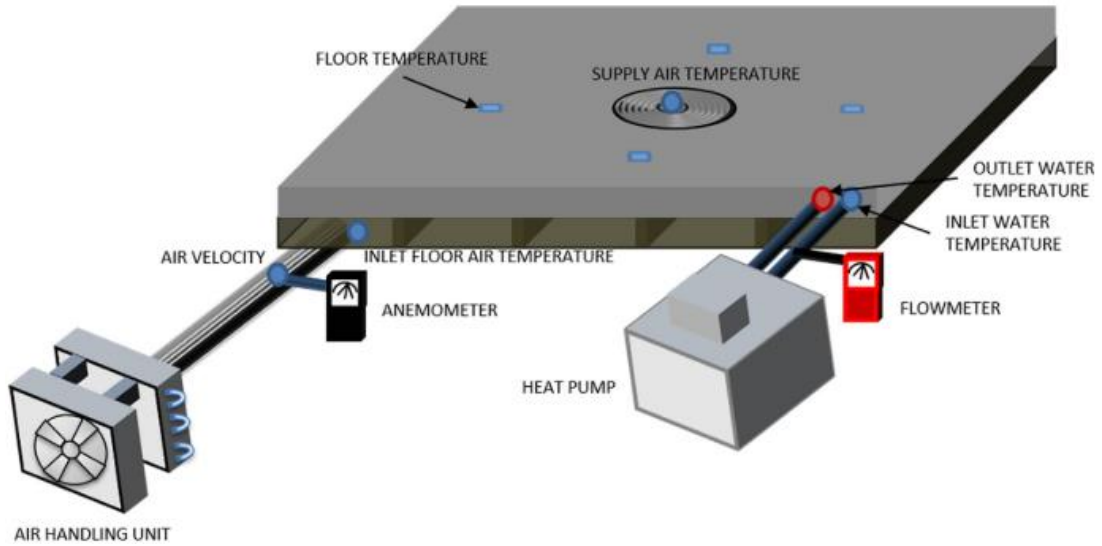
Denklem 1.5'deki Q_{floor} , dolaşımdaki sudan döşeme yüzeyine iletilen ısı akısıdır ve döşemeden odaya taşınım ve ışınlım ile aktarılır. Denklem 1.6'de verildiği üzere Q_{floor} , su dolaşımından alınan birim zamandaki ısı enerjisiye eşittir. Yüzeyden havaya ve diğer yüzeylere olan ısı akısı, hem taşınım (Denklem 1.7) hem de ışınlım (Denklem 1.8) yoluyla oluşur. Çalışmada, ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Nusselt sayısının korelasyonu Denklem 1.9'da verilmiştir. Burada, k_a besleme sıcaklığındaki havanın ısı iletim katsayısı ve D_h difüzörün hidrolik çapıdır.

$$\dot{Q}_{floor} = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{w,0} - T_{w,1}) \quad (1.6)$$

$$\dot{Q}_c = h_c A_s (T_{air} - T_s) \quad (1.7)$$

$$\dot{Q}_r = h_r A_s (T_{sup} - T_{air}) \quad (1.8)$$

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k_a} \quad (1.9)$$



Şekil 1.3 Radyant döşeme soğutma sistemi ile birleştirilmiş döneel difüzör uygulaması [29]

Literatürdeki bilinen deneysel çalışmalar incelenmiş ve karışık taşınım korelasyonları Tablo 1.8 de özetlenmiştir.

Tablo 1.4 Karışık taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Awbi ve Hatton [2,26]	Duvar	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^{3.2} + \left(3.79 W^{1.536} U_n^{0.873} \right)^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılan duvar boyunca fan ile yukarı yönlü akış	Yerel hava sıcaklığı
	Döşeme	$h = \left[\left(2.175 \frac{\Delta T^{0.308}}{D_h^{0.076}} \right)^{3.2} + \left(4.248 W^{0.575} U_n^{0.557} \right)^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılan döşemeye paralel fan ile hava akışı	Yerel hava sıcaklığı
	Tavan	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^{3.2} + \left(1.35 W^{0.074} U_n^{0.772} \right)^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılan tavana paralel fan ile hava akışı	Yerel hava sıcaklığı
Novoselac [31]	Döşeme ($T_s > T_{air}$)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^6 + \left(\frac{ T_s - T_{sup} }{T_s - T_{air}} 0.48 ACH^{0.8} \right)^6 \right]^{1/6}$	Döşemeden deplasman havalandırmalı	Yerel hava sıcaklığı
	Döşeme ($T_s < T_{air}$)	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^3 + (1.31 ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Döşemeden deplasman havalandırmalı	Yerel hava sıcaklığı
	Duvar	$h = \left[\left(2.175 \frac{\Delta T^{0.308}}{D_h^{0.076}} \right)^3 + (0.96 ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek hava hızlı difüzör	Yerel hava sıcaklığı

Tablo 1.4 Karışık taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Novoselac [31]	Döşeme ($T_s > T_{air}$)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^3 + (0.96 A C H^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek hava hızlı difüzör	Yerel hava sıcaklığı
	Döşeme ($T_s < T_{air}$)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^3 + (1.19 A C H^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek hava hızlı difüzör	Yerel hava sıcaklığı
	Tavan ($T_s < T_{air}$)	$h = [(2.12 \Delta T^{0.33})^3 + (1.19 A C H^{0.8})^3]^{1/3}$	Yüksek hava hızlı difüzör	Yerel hava sıcaklığı
	Tavan ($T_s > T_{air}$)	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^{3.2} + (3.79 W^{1.536} U_n^{0.873})^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Yüksek hava hızlı difüzör	Yerel hava sıcaklığı

Tablo 1.4 Karışık taşınımında yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fisher [23]	Soğuk duvar	$h = (-1.1 + 0.0084\theta^{0.15}(Re_e Ra_e)^{0.25})/L$	$for\ 580 < Re_e < 2.5 \times 10^3$ $3.5 \times 10^{10} < Ra_e < 1 \times 10^{11}$ $4.2 \times 10^3 < Ar_e < 1 \times 10^5$ $5 \times 10^{-2} < \theta < 0.9$ $T_{cold\ wall} < T_{inlet\ air} < T_{hot\ wall}$	Giriş ve çıkış hava sıcaklıklarının ortalaması
	Karşıt sıcak duvar	$h = (0.34 + 0.16(\frac{Ra_e}{Ar_e})^{0.25})/L$		
	Diğer duvarlar	$h = (-0.58 + 0.47Re_e^{-0.15}(\frac{Ra_e}{Ar_e})^{0.25})/L$		
	Döşeme	$h = (-8.6 + Ar_e^{-0.15}(\frac{Ra_e}{Re_e})^{0.25})/L$		
	Tavan	$h = (-1.2 + 0.042Re_e^{0.8})/L$		
Dreau [32]	Tavan	$h = \left(-1.5 \times 10^{-5} \frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{\dot{V}^2} + 0.19\right) ACH^{0.8}$	Tavanın ortasında bulunan havalandırma açıklığı, soğutma uygulaması	Giriş hava sıcaklığı
	Duvarlar	$h = 0.15ACH^{0.8}$		
	Döşeme	$h = \left(4.1 \times 10^{-6} \frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{\dot{V}^2} + 0.14\right) ACH^{0.8}$		

Tablo 1.4 Karışık taşınımда yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Neiswanger vd. [33]	Duvar (ısıtma)	$h_{nc} = \left(\frac{5k}{4x_m} \right) [F(Pr)Ra_{xm}^*]^{0.2}$ $F(Pr) = Pr / (4 + 9Pr^{1/2} + 10Pr)$	Doğal taşınım (Yüksek ısı akışı, düşük akış hızı) x_m : ısıtılan duvarın toplam yüksekliği	-
		$h_{fc} = 0.5 \left(\frac{k}{z_m} \right) Pr^{0.6} Re_{zm}^{0.6}$	Zorlanmış taşınım (Düşük ısı akışı, yüksek akış hızı) z_m : ısıtılan duvarın toplam boyu	
		$h = (h_{nc}^{3.2} + h_{fc}^{3.2})^{1/3.2}$	Karışık taşınım	
		$\Gamma = \frac{h_{nc}}{h_{fc}} = \frac{0.4(x_m/z_m)Pr^{0.6}Re_{zm}^{0.6}}{[F(Pr)Ra_{xm}^*]^{0.2}}$	$\Gamma < 0.57$: doğal taşınımın baskın olduğu bölge $\Gamma > 1.74$: zorlanmış taşınımın baskın olduğu bölge $0.57 \leq \Gamma \leq 1.74$ karışık taşınımın baskın olduğu bölge	

Tablo 1.4 Karışık taşınımда yaygın ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fernández-Hernández vd. [29]	Döşeme	$Re \leq 16000$ için $h = (-41.567 + 4.750Re^{0.3}\theta_1^{-0.02}\theta_2^{-0.02})k_a/D$ ya da $h \cong (-41.567 + 4.750Re^{0.3})k_a/D$ $Re \geq 16000$ için $h = (17.168 + 4.750Re^{1.26}\theta_1^{-0.32}\theta_2^{0.46})k_a/D_h$	Radyant döşeme soğutması ile birleştirilmiş bir dönel difüzör Re: difüzör çıkışındaki Reynolds sayısı $\theta_1 = \frac{T_{air} - T_{sup}}{T_{air} - T_s}$ $\theta_2 = \frac{T_{sup} - 273K}{T_{air} - T_s}$	-
Venko vd. [28]	Sıcak duvar (hava soğutma)	$h(x) = (35.404)\sqrt{U_{air}}/(\Delta T^{1.630}x^{0.308}) + 2.704\sqrt{U_{air}}/x^{0.614}$ $\Delta T = T_{supply_air} - T_{cooled\ wall}$	Tavandaki genişliği $w = 10$ mm olan kanal açıklığı, • Yükseklik=2.5 m; • $0\text{ m} < x < 2.5\text{ m}$; • $1\text{ m/s} \leq U_{air} \leq 4\text{ m/s}$; • $-10\text{ K} \leq \Delta T_{air} \leq -2\text{ K}$; • 1.1 m yükseklikte oda merkezindeki referans sıcaklığı: $21.5\text{ K} \leq T_f \leq 27.5\text{ K}$	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.5 Karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar
Beausoleil-Morrison [27]	Duvar	$h = \left[\left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Destekleyici kuvvetler
	Duvar	$h = \max \left\{ \left[\left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} - \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}, \right. \\ \left. 80\% \left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{1/6}, \right. \\ \left. 80\% \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right] \right\}$	Zıt kuvvetler
	Döşeme	$h = \left[\left[\left(1.4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.63 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (0.159 + 0.116 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Kaldırma kuvveti

Tablo 1.5 Karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar
Beausoleil-Morrison [27]	Döşeme	$h = \left[\left[0.6 \left(\frac{\Delta T}{D_h^2} \right)^{1/5} \right]^3 + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (0.159 + 0.116 A C H^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Sabit tabakalı
	Tavan	$h = \left[\left[\left(1.4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.63 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.166 + 0.484 A C H^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Kaldırma kuvveti
	Tavan	$h = \left[\left[0.6 \left(\frac{\Delta T}{D_h^2} \right)^{1/5} \right]^3 + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.166 + 0.484 A C H^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Sabit tabakalı
Referans sıcaklık: Hava ortalama sıcaklığı, ΔT : Yüzey ve hava sıcaklığı farkı			

Literatürde, kapalı mahal için karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları ile ilgili az sayıda deneysel çalışma bulunmaktadır. Bununla ilgili ampirik korelasyonlar Tablo 1.4 ve Tablo 1.5'de gerekli açıklamalarla özetlenmiştir. Kapalı mahal için karışık taşınım uygulamaları, doğal ve zorlanmış taşınım uygulamalarına kıyasla daha az sayıda olmasına rağmen son zamanlarda ilginin arttığı kabul edilebilir. Bu nedenle, karışık taşınım uygulamaları kapsamlı bir şekilde açıklanmıştır. Kapalı hacimlerde karışık taşınım ısı geçişine son zamanlarda artan bu ilginin sebepleri bir sonraki bölümde daha ayrıntılı bir şekilde izah edilecektir.

Literatür araştırması neticesine göre aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Kapalı hacimde karışık taşınımın doğası gereği, genel bir ampirik korelasyon oluşturulması veya farklı şartlara sahip çalışmaların birbirleriyle doğrudan karşılaştırmasını yapmak oldukça zordur, çünkü her durum farklı koşullara sahiptir. Bu nedenle, her çalışma kendi korelasyonunu elde etmek için kendi özel parametrelerini kullanmaktadır.

- Kapalı hacimde karışık taşınım çalışmalarının önemli bir bölümü ısı konfor, enerji performansı ve hava kalitesi açısından karışık taşınım uygulamalarını araştırmaktadır. Bununla birlikte, ısı geçiş hesaplamaları, sistem kapasitesinin belirlenmesi, enerji tüketimi, uygun yalıtım kalınlığı vb. konularda geçerli karışık taşınım korelasyonları türetmek için daha fazla çalışmaya ihtiyaç vardır.

1.2 Tezin Amacı

Isınım ve iletimle ısı geçişinden farklı olarak türbülans akışlı taşınım ısı geçişinin hesaplanmasında, analitik çözümler her zaman uygulanabilir değildir. Bu nedenle, kapalı hacimlerde taşınım ile ısı geçiş katsayısı ile ilgili ampirik korelasyonlara ihtiyaç duyulmaktadır. Kapalı bir hacimde taşınım ile ısı geçiş, doğal, zorlanmış ve karışık taşınım olarak sınıflandırılır. Doğal ve zorlanmış taşınım ısı geçiş katsayılarına ait korelasyonların ilgili literatürdeki çalışmaların çokluğu sebebiyle bulunmaları nispeten daha kolay olsa da, karışık taşınım için aynı şey söylenemeyebilir. Enerji tasarrufu ve virüslerin yayılması gibi çevresel ve sağlık kaygılarının dünya çapında artması sebebiyle son yıllarda, radyant soğutma

ve deplasmanlı havalandırmanın birlikte kullanıldığı uygulamalar ile ilgili çalışmalarda artış gözlenmektedir.

Belirtilen sebeplerden dolayı bu çalışmada, kapalı hacimlerde, havalandırmanın radyant yüzeyli sistemlerin ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin incelenmesi ve ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için korelasyonların oluşturulması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Kapalı hacimde bir yüzeyin soğutulması ve eş zamanlı olarak bu yüzeye paralel şekilde farklı hızlarda hava akışı sağlanmasını içeren deneysel çalışma, yaz şartlarında bir duvarından radyant soğutma yapılan ve aynı duvarından havalandırma yapılan bir odaya benzerlik göstermektedir. Benzer şekilde aynı durum kış şartlarında bir duvarı dış duvar, diğer duvarları iç duvar olan bir odanın sadece havalandırılması veya havalandırma ile ısıtılması durumuna da benzerlik gösterebilir. Doğal taşınım sebebiyle soğuk duvardan aşağı yönlü hava akışı olacağı bilinmektedir. Karışık taşınım veya diğer adıyla birleşik doğal ve zorlanmış taşınımında bu aşağı yönlü doğal akışa ters olarak duvara paralel, tabandan yukarı yönlü cebri havalandırma yapıldığı zaman ısı geçişine azaltıcı etki göstereceği bilinse de, bu durumun hangi hava hızları mertebesinde, hangi hava sıcaklık farklarında ne oranda gerçekleşeceği bilinmemektedir. Buna ek olarak, yapılan literatür çalışması sonucuna göre, kapalı bir hacimde havalandırmanın radyant soğutma yapılan duvardan veya karşıt duvardan yapılması gibi iki farklı durumun birbiriyle ısı karakteristikleri bakımından kıyaslanmasına rastlanılmamıştır. Bu tez çalışmasında mevcut test odası ölçülerinde, radyant soğutma yapılan duvarda oluşan doğal akışa ters yönde havalandırma yapmanın çok düşük hava hızlarında ısı geçişine direnç oluşacağı ön görülmektedir. Bu düşük hava hızları haricinde, havalandırmanın orta ve yüksek hızlarda ısı geçişini arttırıcı yönde etki edeceği beklenmektedir. Hava giriş sıcaklığının, düşük ve orta hızlarda havalandırmanın gerçekleştiği durumlarda ısı taşınım katsayısına nasıl etki ettiği araştırılacaktır. Havalandırmanın radyant soğutma yapılan duvara bitişik hava kanalından yapılması ve karşı duvara bitişik hava kanalından yapılması durumlarına göre ısı geçişi karakteristiklerindeki farklılaşmalar deneysel olarak tayin edilecektir.

RADYANT SİSTEMLER VE KAPALI HACİMDE HAVALANDIRMA

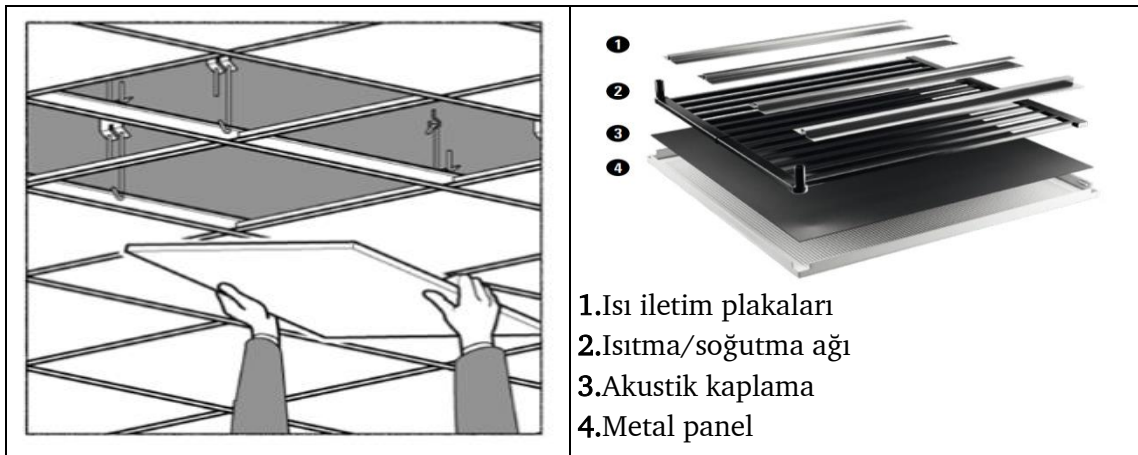
2.1 Radyant Sistemler

Asya, Yunan ve Roma dönemine ait arkeolojik kazı çalışmaları sonucunda, tarihi binlerce yıl öncesine dayandığı ortaya çıkan radyant ısıtma/soğutma sistemleri, temel yapı iklimlendirme sistemlerinden biridir [34]. Soğutmada hidronik devre, ısıtma için elektrik devresi veya hidronik devre ile kapalı mahalin duvarına, tavanına ve tabanına gömülü veya tavana asılı sistemler şeklinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Radyant sistemlerin tek başına veya başka sistemlerle birleşik olarak kullanılması mümkünse de bir sistemin radyant sistem olarak adlandırılabilmesi için ilgili yüzeyde gerçekleşen ısı geçiş hızının çoğunluğunun (%50'sinden fazlasının) ışıınım yoluyla gerçekleşmesi gerekmektedir [35]. Radyant yüzeylerin çevresiyle arasındaki sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı geçişi, ışıınım ve taşınım yoluyla gerçekleşir. Her iki ısı geçiş tipinde yüzey alanları ve sıcaklık farkları ısı geçişine etki etse de bunlara ek olarak ışıınımla gerçekleşen ısı geçişinde görme faktörleri, taşınımla ısı geçişinde ise oda içi hava hareketleri önem arz etmektedir.

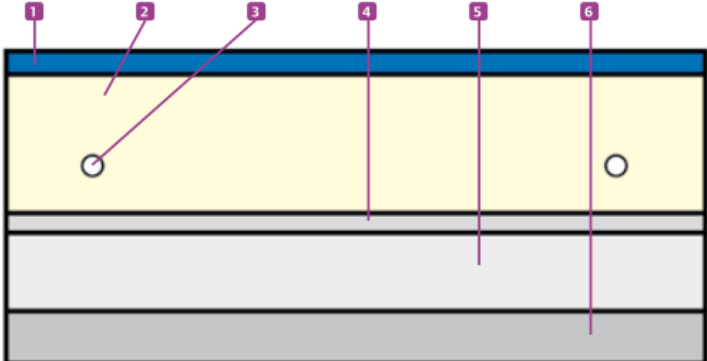
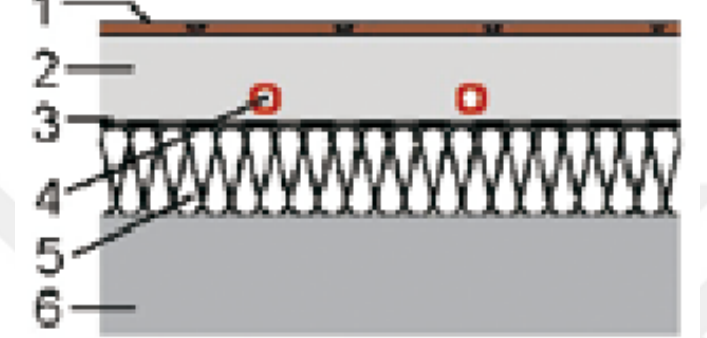
Genel olarak bina içi radyant sistemlerde amaçlanan yüksek yüzey alanı kullanımı ve düşük sıcaklık farkları ile çalışmadır. Düşük sıcaklık farklarında çalışabilme özelliği, radyant sistemlerin en önemli üstünlükleri olarak bilinen enerji tasarrufu ve ısı konfor kazanımlarını beraberinde getirir. Düşük sıcaklıklarda çalışabilmesi ve ısı kaynak olarak ısı pompası/klima kullanabilmesi sebepleri ile enerji tasarrufu açısından gelişime açıktır. İnşaat halindeyken kurulum yapılması durumunda, ilk yatırım maliyeti açısından diğer uygulamalara göre büyük farklılık göstermeyeceği görülecektir. Ancak kurulum zorluğu sebebinden dolayı ülkeden ülkeye değişmekle birlikte Asya kıtası haricinde dünya genelinde kullanım yaygınlığının limitli olduğu söylenebilir. Pazar kabul oranlarının en yüksek olduğu ülkeler Güney Kore (%95) ve Kuzey Çin (%85) iken buna karşın en az olduğu

lkeler A.B.D ve Kanada (%5) olarak rapor edilmiştir [34]. En yaygın radyant uygulama şeklinin yerden ısıtma uygulaması olduğu bilinmekle beraber tavan soğutma, duvarlardan ısıtma veya soğutma uygulamaları da mevcuttur. Duvardan ısıtmanın sauna, hamam ve benzeri yerlerde kullanımı artmaktadır. Duvardan veya tavandan soğutma uygulamalarının da özellikle kuru ve sıcak iklimlerde kullanımlarının yaygınlaştığı bilinmekle birlikte, nemli bölgelerde yoğuşma problemleri sebebiyle kullanımı sınırlı kalmaktadır. Diğer alternatif sistemlere göre radyant sistemler geç rejime girerler ve bu sebeple ihtiyaca uzun yanıt verme zamanı gibi kontrol dezavantajları da mevcuttur. Radyant sistemler temel olarak, gömülü sistemler, asılı sistemler ve ısıl aktif bina sistemleri (TABS) diye üç ana gruba ayrılabilir. ısıl aktif bina sistemlerinde, boruların gömülü olduğu tavan, taban veya duvar bloğunun da ısı deposu özelliği göstermesi sebebiyle geç ısınma ve soğuma gibi adlandırılan dezavantajlar iklimlendirme kontrolüne etki eden etmenlerdir.

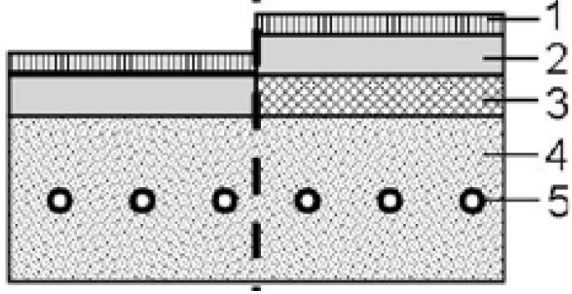
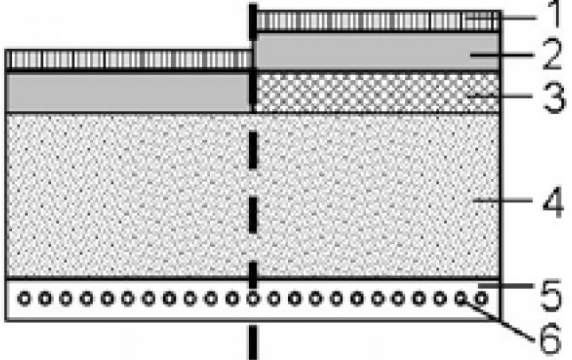
Gömülü sistemlerde bina içerisinde kullanım durumuna göre farklı kurulum tipleri bulunmakla birlikte genel olarak yüzey kaplama (sıva), ısı yayılım tabakası (şap), PE (polietilen) folyo, borular, yalıtım malzemesi, bina yapısı (duvar, taban/tavan bloğu) gibi katman yapılarından oluşmaktadır. Radyant sistemlerin kurulum tiplerine dair daha geniş bilgi, EN 15377-1, 15377-2 ve EN1264 standartları ve teknik yönergelerden [36] takip edilebilir. şekil 2.1’de asılı radyant sistem örnekleri, şekil 2.2 ve şekil 2.3’de ısıl aktif bina sistemleri (TABS) rnekleri ve son olarak şekil 2.4 ve şekil 2.5’de gömülü radyant sistemler için duvar ve döşeme uygulama örnekleri verilmiştir.



şekil 2.1 Tavana asılı radyant sistem rneği

	1. Döşeme kaplaması 2. Ağırlık taşıyıcı ve ısı difüzyon tabakası 3. Borular 4. Koruma katmanı 5. Isı yalıtımı 6. Tavan/Bina yapısı
 Tip A (EN15377, EN1264)	1. Döşeme kaplaması 2. Ağırlık taşıyıcı ve ısı difüzyon tabakası (çimento şap, anhidrit şap) 3. Polietilen folyo 4. Borular 5. Isı yalıtımı 6. Tavan/Bina yapısı

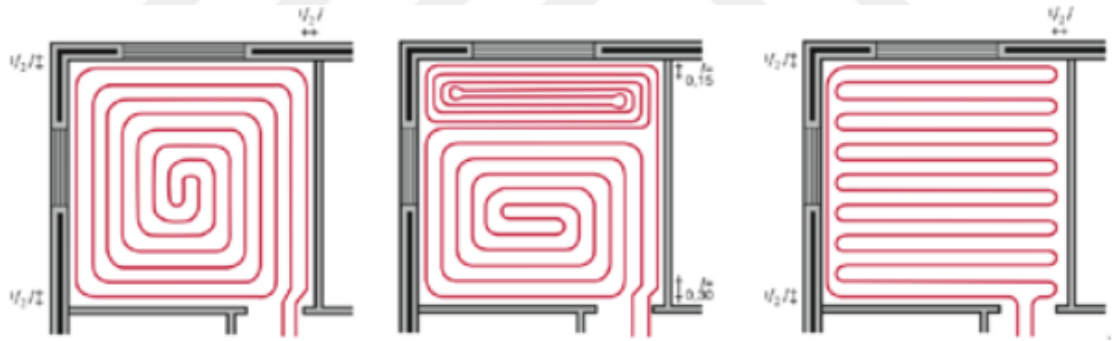
Şekil 2.2 Radyant döşeme yapısı örnekleri

 Ses yalıtımsız / ses yalıtımlı	1. Döşeme kaplaması 2. Şap 3. Ses yalıtımı 4. Bina yapısı 5. Plastik borular
 Ses yalıtımsız / ses yalıtımlı	1. Döşeme kaplaması 2. Şap 3. Ses yalıtımı 4. Bina yapısı 5. Plastik mikro borular 6. Alçı sıva veya panel

Şekil 2.3 Radyant ısı aktif bina sistemleri örnekleri



Şekil 2.4 Bu çalışmada kullanılan duvar tipi gömülü radyant sistem



Şekil 2.5 Yerden radyant borulama devre şeması örnekleri

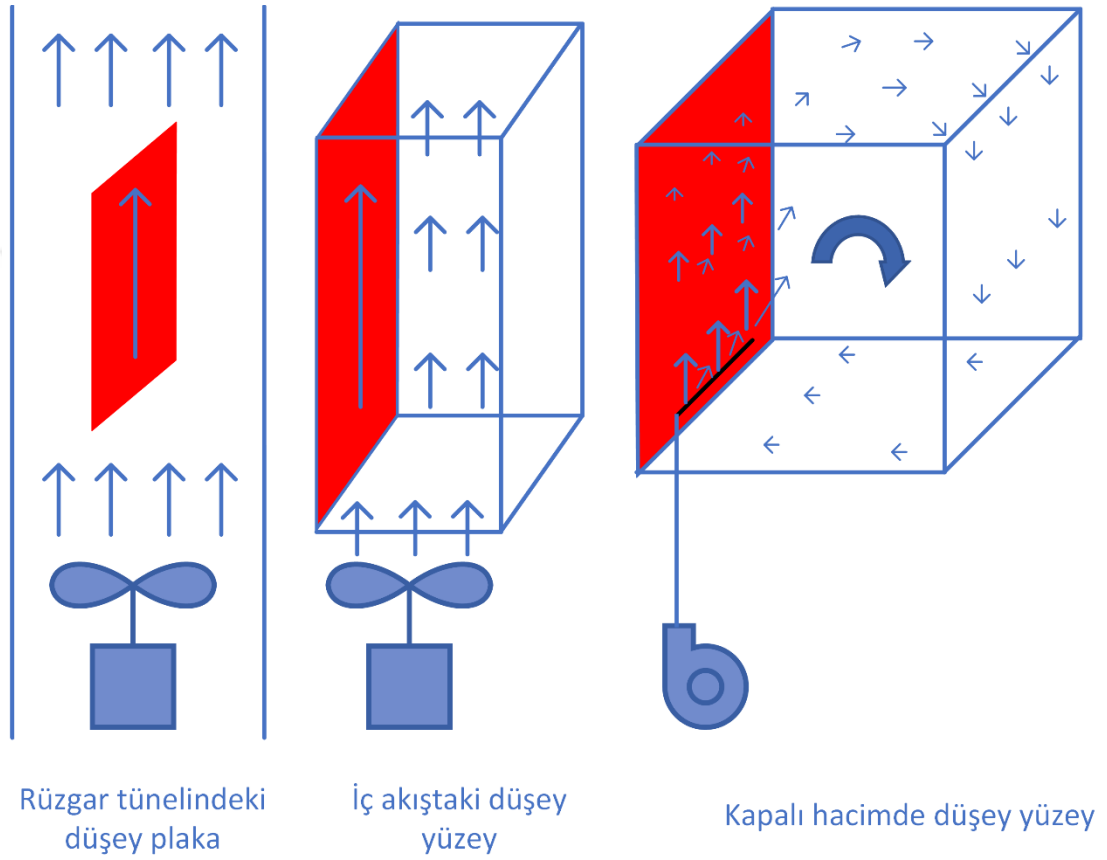
2.2 Kapalı Hacimde Havalandırma

2.2.1 Kapalı Hacimde Akış

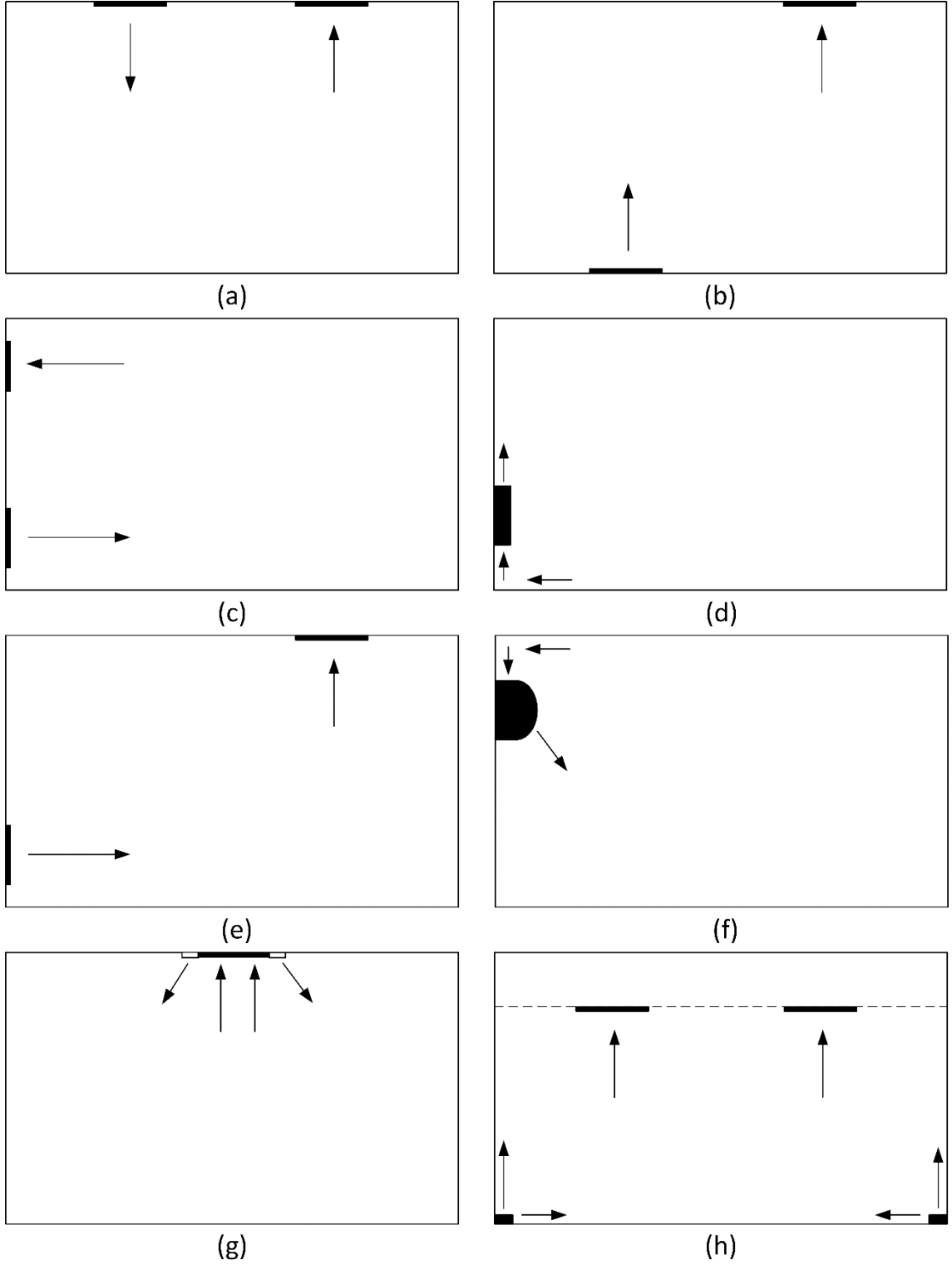
Zorlanmış akış, iç akış ve dış akış olmak üzere iki tipte sınıflandırılabilir. Akışkan, düz veya yuvarlak bir yüzey üzerinde akıyorsa dış akış, buna karşın, akış boru veya kanal gibi katı yüzeylerle tamamen sınırlanıyorsa iç akış olarak tanımlanabilir. Bu sınıflandırmaya göre bir oda veya boşluk gibi kapalı bir mahal içindeki akış, iç akış gibi değerlendirilebilir. Fakat, kapalı bir mahal içindeki akış, bir boru veya kanalda olduğu gibi yönlendirilmez. Kapalı mahalın geometrisi ve boyutuna, akışın giriş

ve çıkış konumuna, yönüne, hızına, adyabatik, izotermal veya izotermal olmayan iç ve dış yüzey sınır koşullarına göre akış farklı davranışlar gösterebilir.

Şekil 2.6’de rüzgar tünelindeki düşey plaka (dış akış), kanal içindeki düşey yüzey (iç akış) ve kapalı mahal içindeki akış hareketi gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Düşey yüzey için ısı geçişi uygulama tipleri



Şekil 2.7 Havalandırma ve akış yönünün oda içerisindeki görünüm örnekleri

Bir odadaki akışın giriş ve çıkışının konumu ve yönü ile ilgili bazı örnekler Şekil 2.7'de gösterilmiş ve aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

(a) Tavanda bulunan hava giriş/çıkışı ve akış yönünün tavana dik olma durumu,

- (b) Döşemeden giriş/tavandan hava çıkışı ve akış yönünün belirtilen yüzeylere dik olması durumu,
- (c) Hava girişi/çıkışı düşey yüzey üzerinde ve akış yönünün belirtilen yüzeye dik olması durumu,
- (d) Fan-coil gibi duvar tipi bir difüzör üzerine uygulanan hava girişi ve çıkışı,
- (e) Giriş duvarda/çıkış tavanda ve akış yönünün belirtilen yüzeylere dik olması durumu,
- (f) Girişin difüzörden çapraz olarak oda merkezi yönünde ve çıkışın düşey yüzeye paralel difüzör üzerinden olması durumu (duvar tipi split klima örneği)
- (g) Girişin/çıkışın tavanda, odaya akışın açılı girişi, odadan çıkışın tavana dik olması durumu (kaset tipi klima örneği)
- (h) Girişin yerden ve akış yönü duvara paralel veya dik ve çıkışın hedeflenen konfor alanın üst hizasından tavana dik veya paralel olması durumu (deplasmanlı havalandırma örneği)

Bazı çalışmalarda [22,23], dış akış ve iç akışta bilinen bazı akışı tanımlayan terimler kapalı mahal havalandırması için yeniden tanımlanmıştır. Klasik dış ve iç akış problemlerinin aksine kapalı mahal havalandırmasında hava hızının alındığı nokta, hava hızının tüm mahale etkisi ve akış yönü değişkendir. Örneğin Şekil 2.6'da görülebileceği üzere havalandırma kanalı açıklığı duvarı tamamen kaplamamaktadır. Ayrıca açıklık çıkışında ölçülen hava hızı, açıklık çıkış kesit alanına göre değişebilir. Bir rüzgâr tüneline hava hızı, düşey yüzey veya kanal içindeki yüzeyde etkisini yitirmeden yüzeyi tamamen etkilemektedir. Fakat kapalı bir mahalde, mahal hacmi ve açıklık çıkış kesit alanına göre akışın ilgili yüzeye etkisi tamamen farklı olabilir. Hava hızı açıklık çıkış kesit alanına göre değişse de kütlelerin korunumu gereği kütleli debi değişmemektedir. Düşük hava sıcaklık farklarının olduğu ortamda hacimsel debinin sıcaklığa göre değişimi ihmal edilirse, hacimsel debinin açıklık kesit alanına bölünmesiyle, açıklık kesit alanından bağımsız yeni bir hız kavramı oluşturulmuş ve Denklem 2.1'de

verilmiştir. Bu yeni hız tanımıyla aynı kapalı mahalde aynı hacimsel debide farklı kanal açıklıklarında ölçülen hava hızları değişse de U_o değişmemektedir.

$$U_o = \frac{\dot{V}_e}{A_{eff}} \quad (2.1)$$

Hacimsel debisi aynı olan farklı mahal büyüklüklerinde de akışın kapalı mahal yüzeylerine etkisinin aynı olması beklenemez. Kapalı mahal hacminden bağımsız, kütsel debiye bağlı bir hız terimi ve Reynolds sayısı belirlemek için kapalı hacmi niteleyen U_e , Re_e ve Ar_e terimleri Fisher [23] tarafından oluşturulmuştur, ve buna bağlı hesaplamalar Denklem 2.2, Denklem 2.3 ve Denklem 2.4'de verilmiştir.

$$U_e = \frac{\dot{V}_e}{(\sqrt[3]{V_e})^2} = \frac{\dot{m}/\rho}{L_e^2} \quad (2.2)$$

burada

$$L_e = \sqrt[3]{V_e}$$

$$Re_e = \frac{U_e L_e}{\nu} = \frac{\left(\frac{\dot{m}/\rho}{L_e}\right)}{\nu} \quad (2.3)$$

$$Ar_e = \frac{g\beta L_e \Delta T}{U_e^2} \quad (2.4)$$

buradaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T = T_{in} - T_{out}$$

$$ACH = \frac{3600\dot{V}}{V} \quad (2.5)$$

Benzer bir yaklaşım ile, akış etkisini oda boyutundan bağımsız niteleyen bir diğer terim de saatteki hava değişimini belirten ACH terimidir (Denklem 2.5). ACH için oda boyutlarından bağımsız hacimsel debi ifadesi de kullanılabilir. Bu terimler matematiksel olarak farklı kapalı mahallerdeki hava akışı hakkında standart getirirse de maalesef olayın fiziksel kısmında ACH veya U_o , U_e , R_e terimleri farklı şartlara sahip kapalı hacimlerin birebir kıyaslanması için yeterli olamayabilir. Buna sebep olan, kapalı hacim içinde farklı sıcaklığa sahip yüzeye olan hava akışının başladığı bölge, akış yönü, bu akışın kapalı hacim içinde oluşan sonraki hareketleri, akışın kapalı hacmi terk ettiği yer, doğal akışla etkileşimi, kapalı mahal geometrisi ile akışın etkisi gibi birçok etmen bulunmaktadır. Bu sebeplerden dolayı kapalı hacimde, özellikle hem doğal taşınımın hem de zorlanmış taşınımın etkilerinin ihmal edilemediği düşük hava hızlarındaki karışık taşınımda, farklı şartlara ait çalışmaların sonuçlarının bire bir karşılaştırılması oldukça zordur.

2.2.2 Oda içi Havalandırma

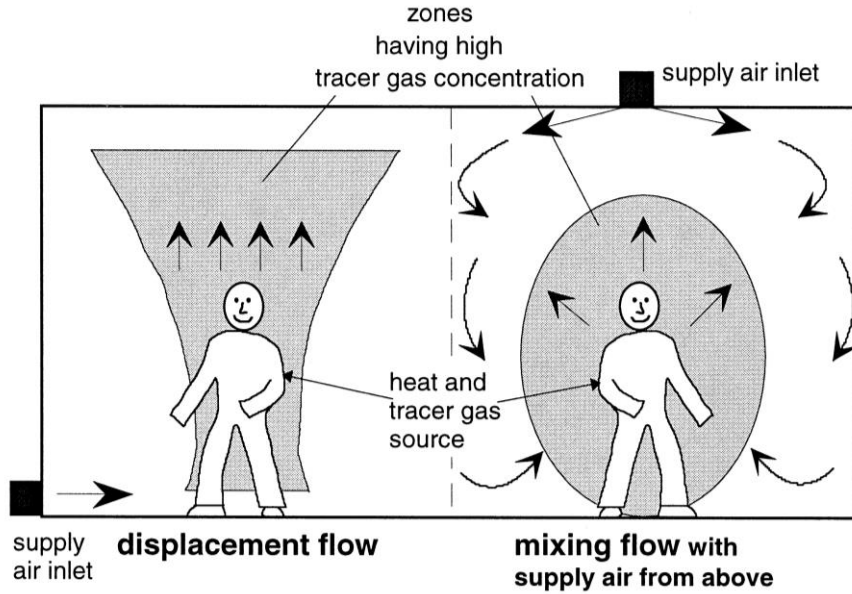
İç mekân havalandırması esas olarak ısıtma, soğutma ve nem alma gibi hava kalitesinin artırılması ve ortam iklimlendirmesi için kullanılır.

Konutlarda, doğal havalandırma için binaların kapı ve pencereleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, sıcaklık, nem ve hava değişim hızının kontrol edilmesindeki zorluklar nedeniyle daha büyük mekanlarda doğal tip yerine mekanik havalandırma tercih edilir.

Hem karışımli hem de deplasmanli havalandırma sistemleri mekanik havalandırma için kullanılmaktadır. Her iki sistem arasında pek çok farklılık olsa da hava değişim oranı (ACH) ayırt edici bir özelliktir. Karışımli havalandırma sisteminin nispeten yüksek hava değişim oranı vardır, bu da havadaki parçacıkların odanın geneline dağılmasına neden olur. Deplasmanli havalandırma sisteminde daha düşük hava değişim oranı vardır. Şekil 2.8'de gösterildiği gibi, doğal taşınım yönüne uygun hava giriş/çıkış kanalları konumlandırılır.

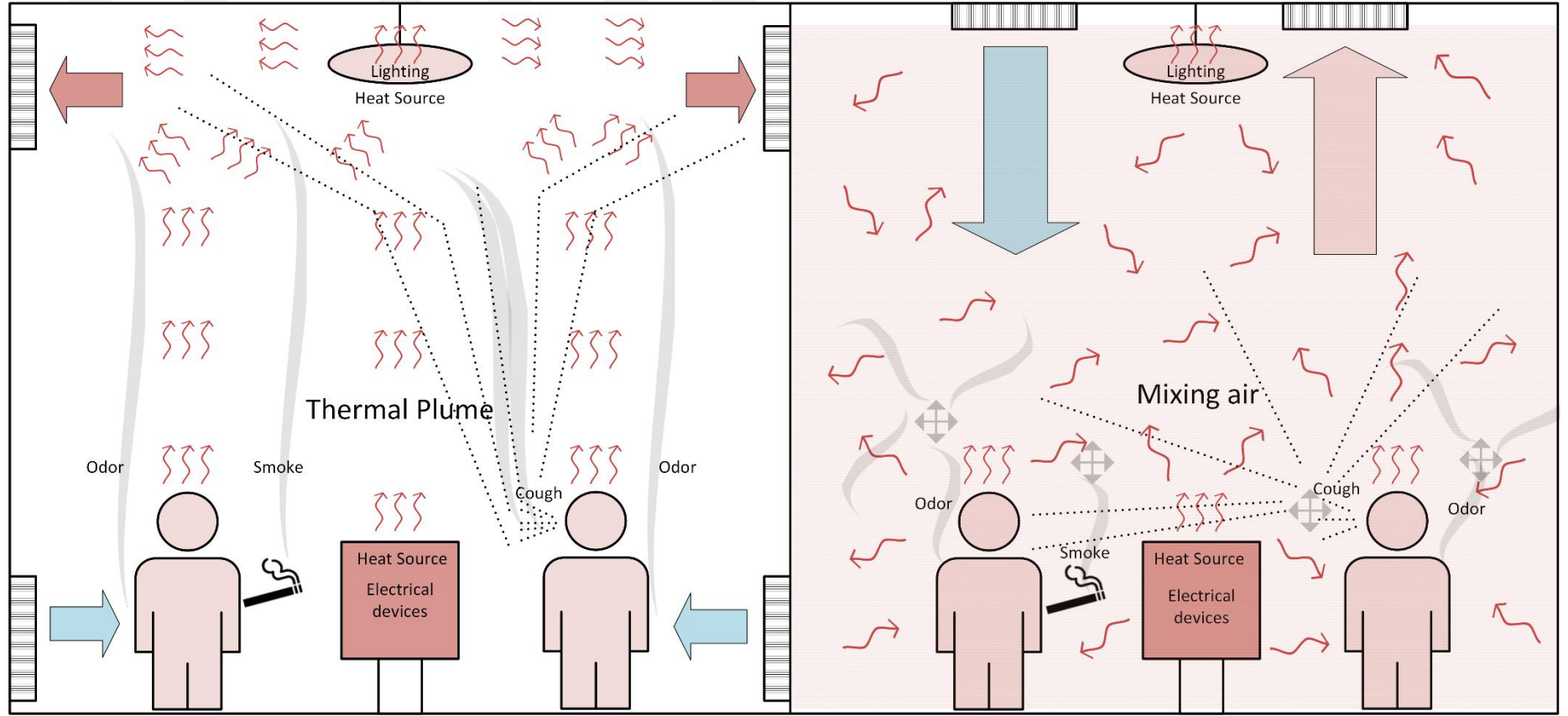
Şekil 2.9a'da, kaldırma kuvveti etkisinden dolayı soğuk besleme havasının ısınarak yükseldiği görülebilir. Havanın yükselmesi, düşey sıcaklık değişimine ve homojen

olmayan hava dağılımına neden olur. Bu durum, kirli havanın odadan dışarı atılarak iç hava kalitesinin iyileştirilmesini sağlar.



Şekil 2.8 Deplasmanlı and karışımli akış [37]

Son yıllarda, avantajları sebebiyle deplasmanlı havalandırma uygulamaları tatbik edilmeye başlanmıştır. Yapılan uygulama sayısı artıkça enerji verimliliği, ısı konfor, hava kalitesi ve virüs yayılımı gibi birçok olgu araştırmacılar tarafından çalışma konusu olarak ele alınmıştır. Düşük hava değişimi (ACH) nedeniyle deplasmanlı havalandırmanın ısı yük kapasitesi de düşük olmaktadır. Bu dezavantajın giderilmesi için deplasmanlı havalandırma uygulamaları, radyant ısıtma/soğutma sistemleriyle birleştirilmektedir. Bu birleşik sistemin en yaygın kullanımı soğuk tavan deplasmanlı havalandırma (CC/DV) uygulamasıdır. Bu uygulama terminal binaları gibi büyük hacimlerde son zamanlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Birleşik iklimlendirme uygulamalarının yaygınlaşması ile, bina yıllık enerji tahmininde kullanılan programların, karışık taşınım ısı geçiş korelasyonlarına olan ihtiyaçları artmıştır.



Şekil 2.9 Oda soğutması uygulamasında deplasmanlı havalandırma (a) ve karışımli havalandırma (b) yapılan odanın görsel karşılaştırılması [50]

Tablo 2.1 Karışımli ve deplasmanli havalandırma karakteristiklerinin karşılaştırılması

Özellikler	Karışımli Hava.	Deplasman Hava.
Sıcaklık dağılımı	Eşit	Düşey değişimli
Hava dağılımı	Eşit dağılım	Deplasmanlı (Düşey hareket)
Hava değişim oranı (ACH)	Yüksek	Düşük
Enerji verimliliği [38–41]	Düşük	Yüksek
Tepki süresi [42]	Kısa	Uzun
Kurulum maliyeti [37]	Düşük	Yüksek
Virüs yayılımı [37,40,43]	Yüksek	Düşük
İç hava kalitesi (IAQ) [37,39,40,44–46]	Düşük	Yüksek
Isıl yük kapasitesi [37]	Yüksek	Düşük
Isıl konfor [39,40,47]	Düşük	Yüksek

Karışımli ve deplasmanli havalandırmanın karakteristiklerinin karşılaştırılması Tablo 2.1’de verilmektedir. Deplasmanli havalandırmanın belirleyici özelliklerinden biri düşey sıcaklık değişimi oluşturabilmesidir. Soğutma yapılan bir oda dikkate alındığında, soğuk hava taban hizasından ortama verilir. Devamında, ısı kaynakları ve havalandırma ekipmanı sebebiyle ısınan hava tavan (veya hedeflenen hacim üst sınırından) hizasındaki çıkıştan ortamı terk eder. Şekil 2.9’da görüldüğü gibi düşey hava hareketi sayesinde ortamda farklı kaynaklardan çıkan hava akımlarının birbirlerine karışması engellenmiş olur. Yüksek tavanlı hacimlerde, hedef hacim belirlenerek tüm hacim iklimlendirmesi yerine sadece hedef hacmin iklimlendirilmesi yapılarak enerji verimliliği sağlanabilir. Örneğin bir terminal binasının soğutulmasında, ortalama bir insanın baş hizasının 22°C’ye kadar soğutulması hedeflenip, daha yüksek hizalardaki sıcaklıklar dikkate alınmayabilir. Ortamdaki ısı kaynakları veya çatıda oluşan güneş ışıınımı sebebiyle ısı birikimi, hedef hacme sokulmadan tavan hizasından hava çıkışı ile atılabilir.

Bu bölümde, deplasmanlı havalandırma uygulamalarının yaygınlaşmasından kaynaklı karışık taşınım ısı geçişi uygulamaları ile ilgili detaylı açıklamalar yapılmıştır. Deplasmanlı ve karışımli havalandırmanın açıklamaları ve birbirleriyle karşılaştırmaları verilmiştir.

Literatürdeki deneysel çalışmalar inceledikten sonra, aşağıdaki çıkarımlar yapılmıştır.

- Zorlanmış taşınım ısı geçişi korelasyonları hava değişim hızına duyarlıdır ancak önerilen korelasyonlar uygulanmadan önce difüzör konumları da dikkate alınmalıdır. Literatürdeki çalışmalara ek olarak, split klimaların duvar ve tavan-kaset uygulamaları için de çalışmalar gerekmektedir.
- Karışık taşınım, doğal ve zorlanmış taşınımın birleşimi olarak da tanımlanabilir. Bu sebeple, kapalı mahal karışık taşınım problemleri, parametreler ve şartlar açısından doğal ve zorlanmış taşınım problemlerine göre daha karmaşıktır. Genellikle, ısı taşınım katsayısı korelasyonlarının türetildiği çalışmalarda, türetilen korelasyonun benzer durumlar için kullanılması tavsiye edilmektedir. Bu yaklaşımın doğal taşınım ısı geçiş uygulamalarında kullanımı uygun sonuçlar verebilmektedir. Zorlanmış ısı taşınım mekanizmasında, giriş/çıkış difüzör tipi (radyant/slot, ızgara, yuvarlak, yarım yuvarlak), difüzör konumu, hava akış yönü (tavan/duvar/döşeme paralel/dik) gibi parametreler etkilidir. Karışık ısı taşınım mekanizmasında ise doğal ve zorlanmış taşınım ısı geçiş parametrelerinin tamamını içerir. Karışık taşınım ısı geçişine etkileyen parametrelerin görece çok olmasından kaynaklı bu alan üzerine daha fazla deneysel çalışma yapılması gerekmektedir.
- Karışık taşınım çalışmalarda çoğunlukla ısı konfor, enerji performansı ve hava kalitesine odaklanılmıştır. Bununla birlikte, ayrıntılı bina ısı geçişi hesaplamaları, uygun ısıtma/soğutma/havalandırma/difüzör ekipman kapasitelerinin seçimi, bina enerji performans sınıflandırmaları, yalıtımın kalınlığının tayini, binalarda bölge boyutlarının tasarlanması için

karışık taşınım katsayısı korelasyonları üzerinde daha fazla hesaplamalı veya deneysel araştırmalara hala ihtiyaç vardır.

- Kişi başına göre bina hacmi tavsiye eden mimari standartlar, zorlanmış taşınım uygulamalarını içeren deneysel çalışmalara göre belirlenmektedir. Bu nedenle, karışık taşınım uygulamaları (deplasmanlı havalandırma + radyant soğutma/ısıtma) kullanılan binalar için yeni bina mimari standartlarının geliştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, ısıl konfor ve ısı geçiş karakteristikleri ile ilgili karışık taşınım çalışmasına ihtiyaç duyulmaktadır.



3.1 Deney Düzenegi

Kapalı hacim içinde radyant soğutmalı bir duvar boyunca ısı geçiş özelliklerini belirlemek için bir test odası ve bir besleme suyu hazırlama sistemi kurulmuştur. Kare tabanlı test odası $1.8 \times 1.8 \text{ m}^2$ alana ve 2.7 m yüksekliğe sahiptir. Deney düzeneginin şematik görünümü ve başlıca cihazlarının konumu Şekil 3.1'de verilmiştir. Test odasının izometrik perspektifi Şekil 3.2'de detaylı olarak verilmiştir. Deney düzenegi üç ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar test odası, radyant soğutma sistemi için su şartlandırma bölümü ve HVAC için hava şartlandırma bölümüdür.

Su şartlandırma kısmı esas olarak termostatlı sıcak/soğuk su tankları (Şekil 3.7), sirkülasyon pompaları (Şekil 3.9), giriş ve çıkış su kolektörleri (Şekil 3.8), plakalı ısı değiştiricileri (Şekil 3.10), elektromanyetik debimetreler (Şekil 3.11) ve radyant duvarlardaki gömülü borulardan (Şekil 3.6) oluşmaktadır. Hidronik su devreleri iki kısma ayrılabilir. Su şartlandırma bölümünde toplam 4 adet dolaşım devresi mevcuttur. 2 adet sıcak/soğuk su tankları devreleri birincil devre olarak, 2 adet test odası hidronik devreleri de ikincil devre olarak adlandırılabilir. Test odasındaki hidronik devreler kolektörlerle ikiye ayrılır. Bir kolektör döşemeyi ve tavanı, diğer kolektör ise duvarları ısıtmak/soğutmak için kullanılmaktadır. Üzerinde çalışılacak radyant ısıtma/soğutma uygulama yüzeyini seçmek için kolektör üzerindeki vanalardan faydalanılmaktadır.

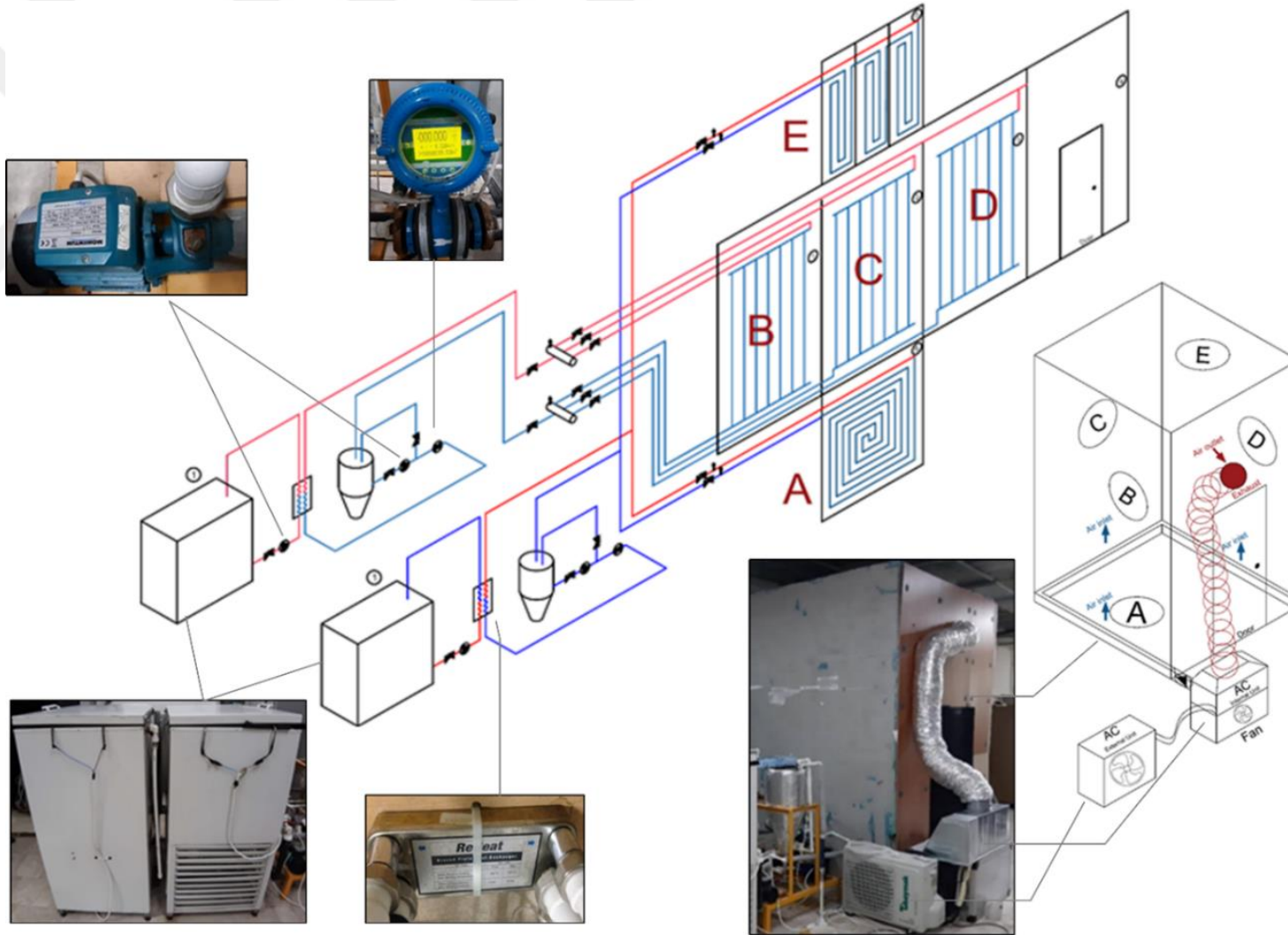
Test odasındaki radyant boruların ve sıcak/soğuk su tanklarının ayrı ayrı dolaşım devreleri olup, bu devreler plakalı ısı değiştiricilerle bağlantılıdır. Bu dizayn, test odası radyant sisteminin farklı sıvılar veya nanoakışkanlar ile çalışabilmesi için yapılmıştır. Bu konuda daha detaylı bilgi için bu test odasındaki daha önceki çalışmalar [5,48] incelenebilir.

Hava şartlandırma bölümü esas olarak Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.14'de gösterilen klima, salyangoz fan, süpürgelik hava kanalı, odaya hava beslemesi için hava giriş kanalı (Şekil 3.4) ve hava egzoz kanalından oluşur.

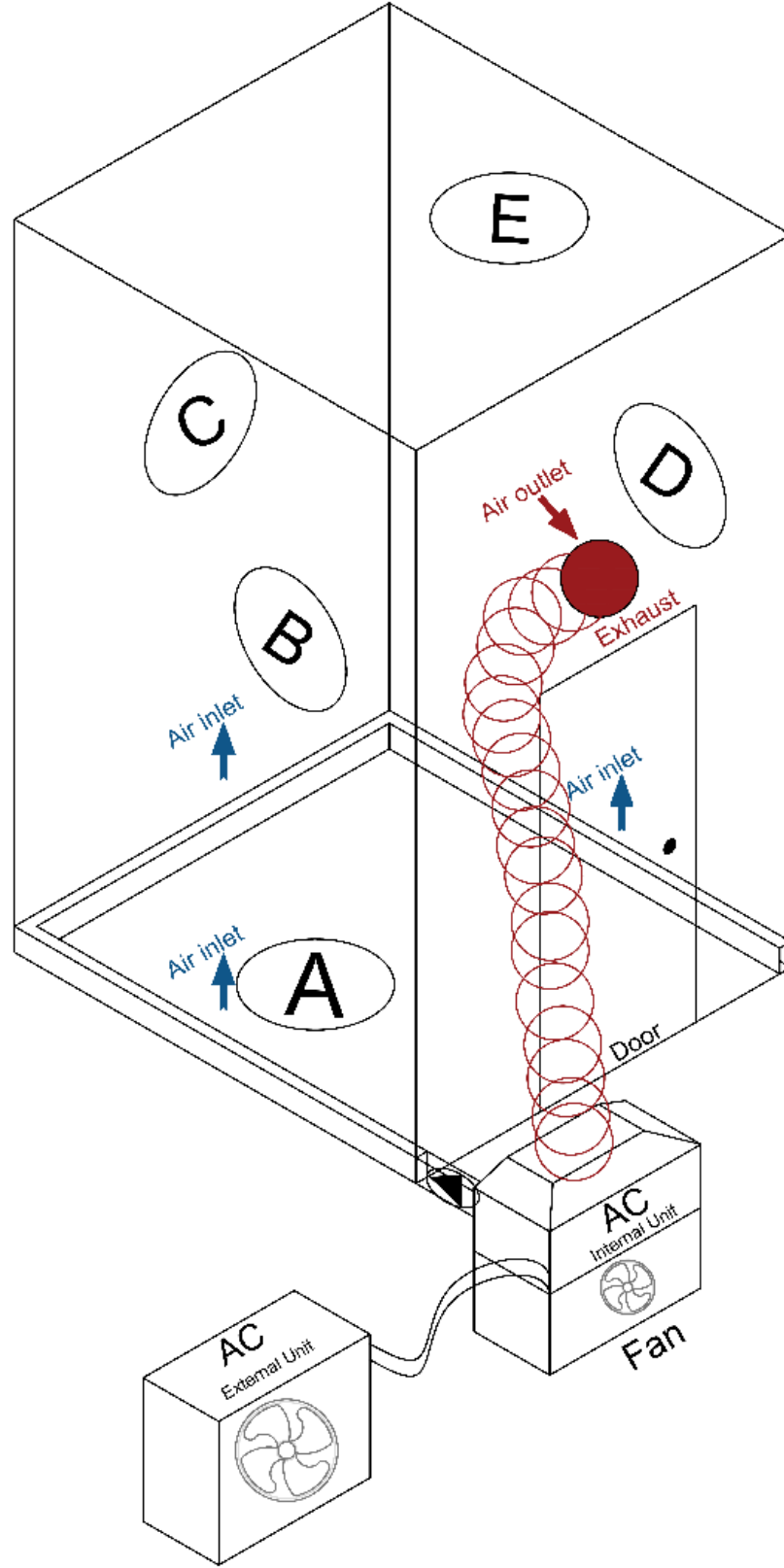
Su ve test odası sıcaklıkları sırasıyla PT100 ve T tipi ısı çiftleri ile ölçülür. Soğutulan duvarın sıcaklığının ortalamasını almak için 16 adet ısı çifti Şekil 3.24'de gösterildiği gibi yerleştirilmişlerdir. Sıcaklık farkı hesaplamasında, duvardaki ısı çiftlerine karşılık gelen yükseklik seviyeleri için odanın ortasında ortamda 8 adet daha ısı çifti kullanılmıştır. Ayrıca, odanın diğer yüzeylerinde, hava girişlerinde ve çıkışında 24 adet ısı çifti daha kullanılmıştır.

Bu deneysel çalışma, 7 farklı hava giriş hızı ve tez içinde her biri durum olarak adlandırılacak 5 ayrı hava giriş sıcaklığı için uygulanmıştır. Her durumda duvar-1 radyant soğutmalı duvar olarak seçilmiştir. Durum 1-2-3 ile Durum 4-5 arasındaki fark hava jetinin uygulandığı duvardır. Durum 1-2-3 de radyant soğutma ve hava jeti aynı duvar (Duvar 1, W1) üzerine, Durum 4-5'de ise hava jeti karşıt duvar boyunca uygulanmaktadır. Her durumda, hava jeti hareketi, süpürgelik seviyesinden tavana doğru yukarı yönde gerçekleşir. Durumlara ait detaylı bilgi bir sonraki bölümde sonuçlar ile beraber verilmiştir. Hava jetleri duvara paralel ve 10 cm uzaklıktan uygulanır. Üfleme hava kanalı açıklığı, duvarın ortasından simetrik olarak 1 m uzunluğa sahiptir ve açıklığının genişliği yaklaşık 7 mm olarak ayarlanmıştır. Hava hızı ölçümü, Testo 504i anemometre (Şekil 3.15) ile hava kanalı açıklığından Şekil 3.23'de gösterildiği gibi alınmıştır.

Şekil 3.4'de radyant uygulama yapılan duvar ve süpürgelik hizasındaki duvara bitişik besleme hava kanalı gösterilmektedir. Bu duvarın iç kısmı sıva altından boydan boya hidronik devre boruları ile kaplanmıştır.



Şekil 3.1 Deney düzeneği hidronik tesisatı şematik görünümü ve temel deney ekipmanlarının konumu



Şekil 3.2 Test odasının izometrik çizimi



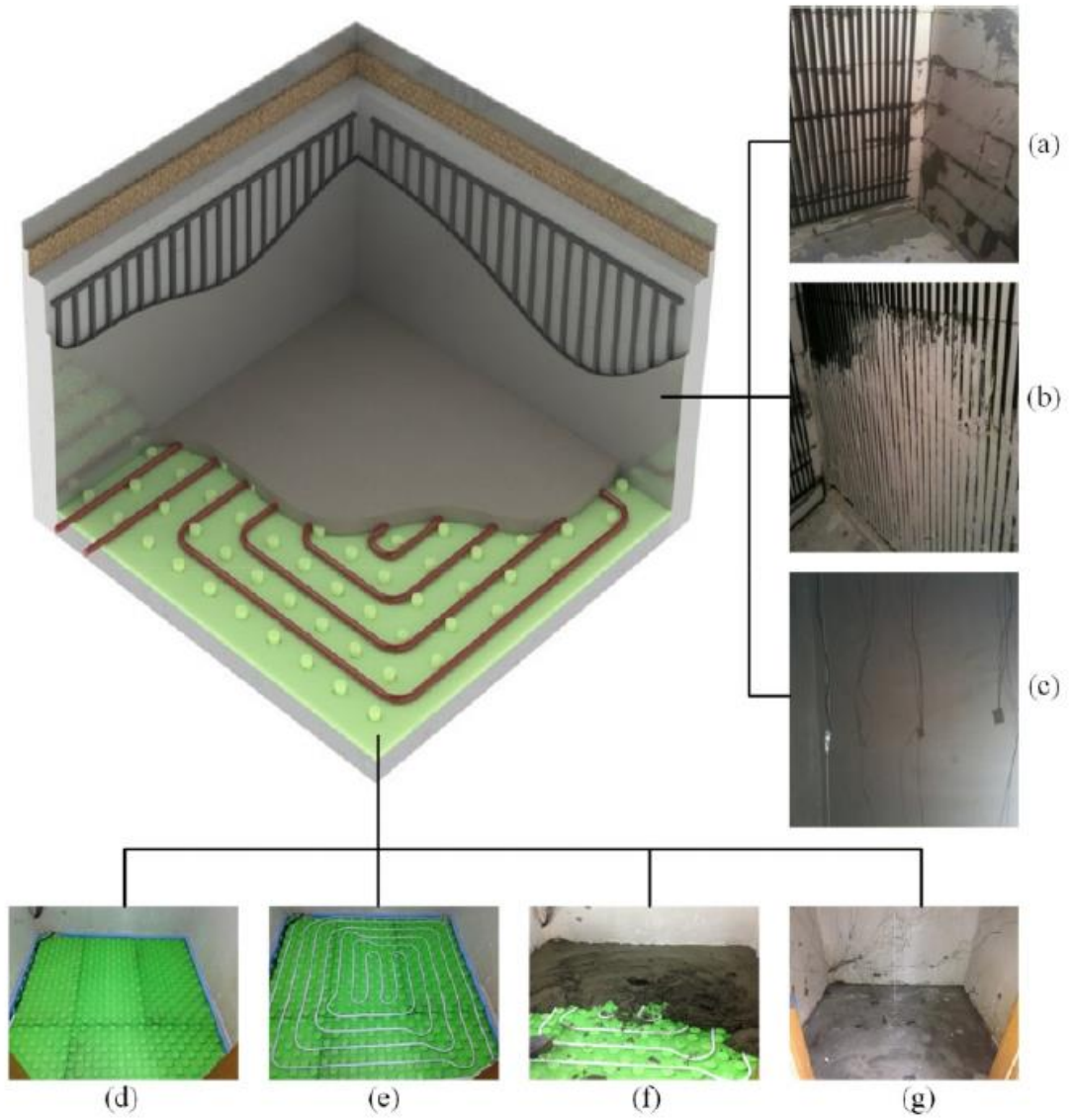
Şekil 3.3 Havalandırma dış ekipmanlar (özel yapım klima santrali, egzoz kanalı)



Şekil 3.4 Test odası iç görünüm, Duvar-1 ve deney düzeneğine eklenen süpürgelek hizasındaki hava kanalı



Şekil 3.5 Test odası hava çıkış kanalı



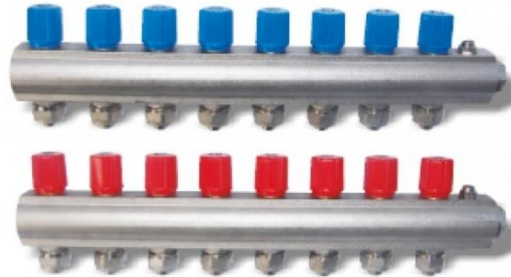
Şekil 3.6 Test odasının duvar ve döşeme yüzeylerine gömülü hidronik devreleri

3.2 Deney Düzeneğinde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri

Şekil 3.7’de gösterilen termostatl ısı/sıcak su tankları, hidrolik devrelerin ısıtma şartlandırılmasında kullanılmaktadırlar. Bu tanklar içinde 150 litre su, belirli ısıtma aralıklarında ısıtma yapılabilir. ısıtma kontrolü dijital PID kontrollü termostatlarla yapılmaktadır.



Şekil 3.7 Termostatl ısı/sıcak su tankları



Şekil 3.8 Sıcak/soğuk su kollektörleri

Şekil 3.8’da örnek görselleri verilen sıcak/soğuk su kollektörleri, test odasındaki hidronik devrelerle radyant ısıtma/soğutma yapılacak yüzey uygulamasında kullanılır, bununla beraber PT100 sıcaklık ölçerler bu kollektörlere montajlanmıştır.

Şekil 3.9’de gösterilen sirkülasyon pompası, su tankları ve test odası hidronik devreleri su dolaşımı amaçlı kullanılmaktadır. Sıcak su tankları devrelerinde (birincil devreler) 2 adet, test odası hidronik devrelerinde (ikincil devreler) 2 adet olmak üzere toplam 4 adet sirkülasyon pompası mevcuttur. Test odası su devrelerinde sirkülasyon pompasının korunması ve hassas debi ayarı için 2 adet geri besleme hattı ile beraber çalıştırılmaktadır. Teknik özellikleri 35 litre/dakika maksimum debi, 40 m maksimum basma yüksekliği, 0,37 kW güç olarak üretici firma tarafından verilmiştir.



Şekil 3.9 Sirkülasyon pompası

Şekil 3.10’de gösterilen 2 adet plaka tipi ısı değişiriciler, sıcak su tankları devreleriyle (birincil devreler) test odası hidronik devreleri (ikincil devreler) arasındaki ısı geçişini sağlamak amaçlı kullanılmaktadır.



Şekil 3.10 Isı değıştirici

Şekil 3.11’de gösterilen elektromanyetik debimetre, her bir test odası hidronik devresinde su debisinin ölçülmesinde birer adet olmak üzere toplam 2 adet kullanılmaktadır. Bu debimetreler 0,1–1000 l/h ölçüm aralığı ve %1 hassasiyete sahiptirler.



Şekil 3.11 Elektromanyetik debimetre

Şekil 3.12’de gösterilen T tipi ısıl çiftler, test odası yüzeylerinde ve odanın orta noktasındaki düşey yüksekliklerde sıcaklık ölçümünde kullanılmıştır ve $\pm 0,2$ °C hassasiyete sahiptirler.



Şekil 3.12 Yüzey tipi ısıl çift sıcaklık sensörü

Şekil 3.13’de gösterilen PT100 termodirenç sıcaklık sensörleri giriş/çıkış kolektörlerinde her bir kolektörde birer adet kullanılmak üzere 4 adet bulunmaktadır. 0.01°C hassasiyete sahiptirler.



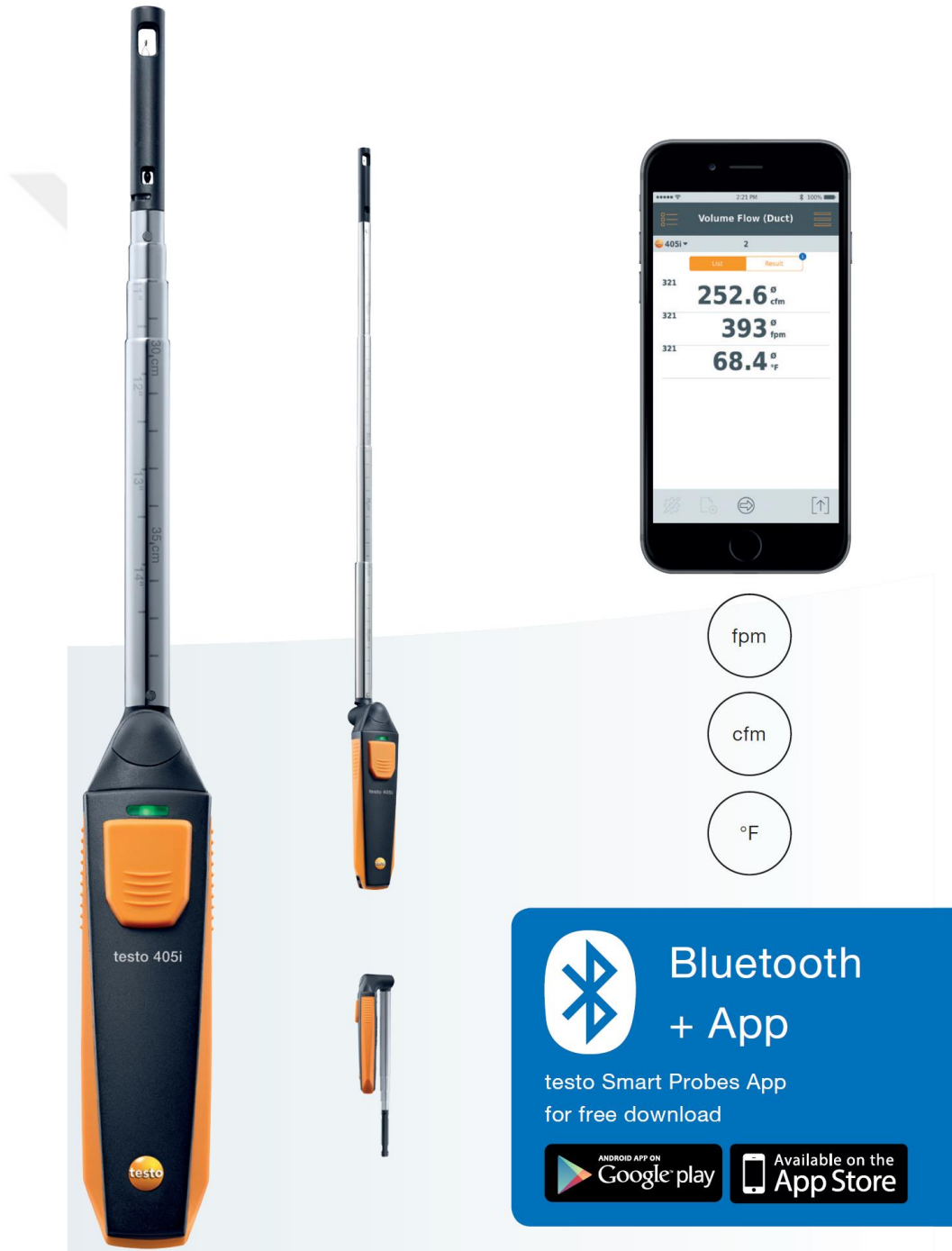
Şekil 3.13 PT100 sıcaklık sensörü

Şekil 3.14’de gösterilmekte olan özel yapım hava şartlandırma ünitesi, test odasına gönderilecek havanın istenilen sıcaklığa ve hava hızına şartlandırılmasında kullanılmaktadır. 9000 Btu/h (minimum/maksimum 0.5-3 kW) inverter klima ve salyangoz hava fanından oluşmaktadır.



Şekil 3.14 Özel yapım hava şartlandırma ekipmanları

Deneylerde hava kanalı çıkış ağzındaki, hava hızları ölçümünde kullanılan ve Şekil 3.15’da verilen Testo marka sıcak tel anemometre, 0-30 m/s ölçüm aralığında hava hızı ve -20/+60 °C arasında sıcaklık ölçebilmektedir. Fabrika kalibrasyonlu ve hassasiyet değerleri; (0-2 m/s) için $\pm(0.1 \text{ m/s} + 5 \% \text{ ölç. değ.})$ ve (2-15 m/s) için $\pm(0.3 \text{ m/s} + 5 \% \text{ ölç. değ.})$ olarak verilmiştir. Ölçümler anlık olarak Bluetooth bağlantısı ile test odası dışında bulunan akıllı telefona yüklenen üretici firma uygulamasına aktarılmaktadır.

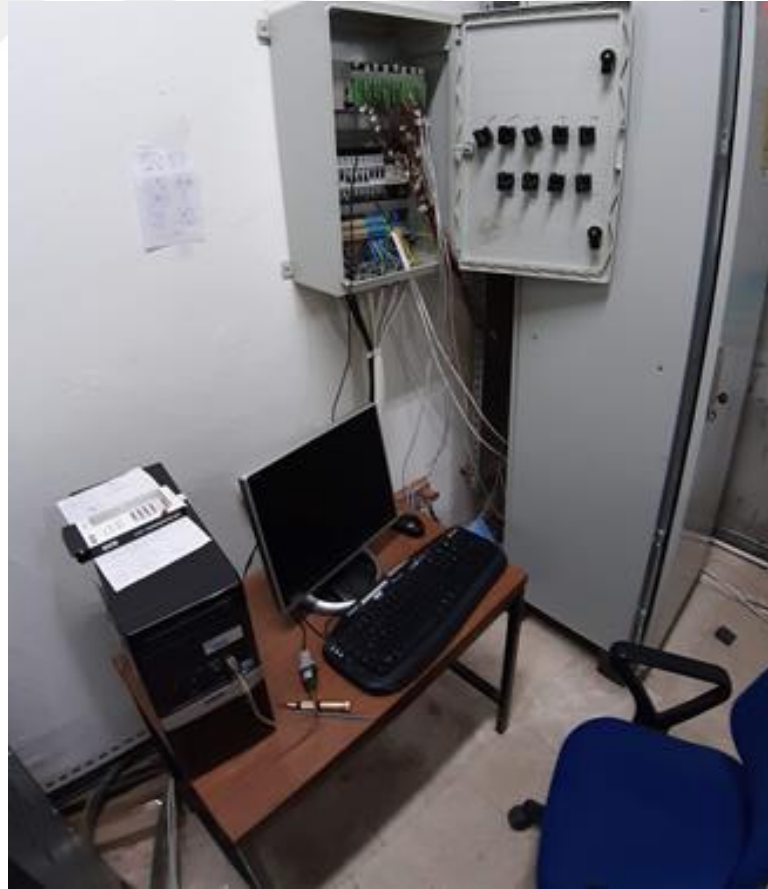


Şekil 3.15 Hava hız ölçer

Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de verilen PLC ve PLC’ye bağlı bilgisayar üzerinden ölçüm sonuçları bir yazılım vasıtasıyla anlık olarak kayıt edilir. PLC, Panasonic markadır ve 8 adet FP2-AD8X kanallı universal analog giriş modülü, FP2-PSA3 PLC için güç modülü 5A ve FP2-BP12 12’li Backplane’den oluşmaktadır. Giriş modüllerinin arka bölümlerinden, modüle bağlanacak ısıl çift tipi ve PT100 için tırnak pozisyonları ile ayar yapılmaktadır. Bu sebeple her bir modüle tek tip ısıl çift veya PT100 bağlanabilmektedir.



Şekil 3.16 Veri toplama cihazı (PLC)



Şekil 3.17 Masaüstü bilgisayar

Şekil 3.18’de Labo marka kalibrasyon banyosu ve Fluke marka referans termometresi gösterilmektedir. Kalibrasyon banyosu, 0.1 ekran çözünürlüğünde, 0.01°C hassasiyete ve -40/100 çalışma sıcaklık aralığına sahiptir. Fluke 54 model termometre, kalibrasyonda referans değer olarak kullanılmıştır. Bu cihaz yakın zamanda akredite kuruluşça kalibre edilmiş ve bu kalibrasyon sonuçları ısıl çiftlerin ve PT100’lerin kalibrasyonunda dikkate alınmıştır. Cihaz 0.1 çözünürlüğünde sıcaklık okuyabilmektedir.



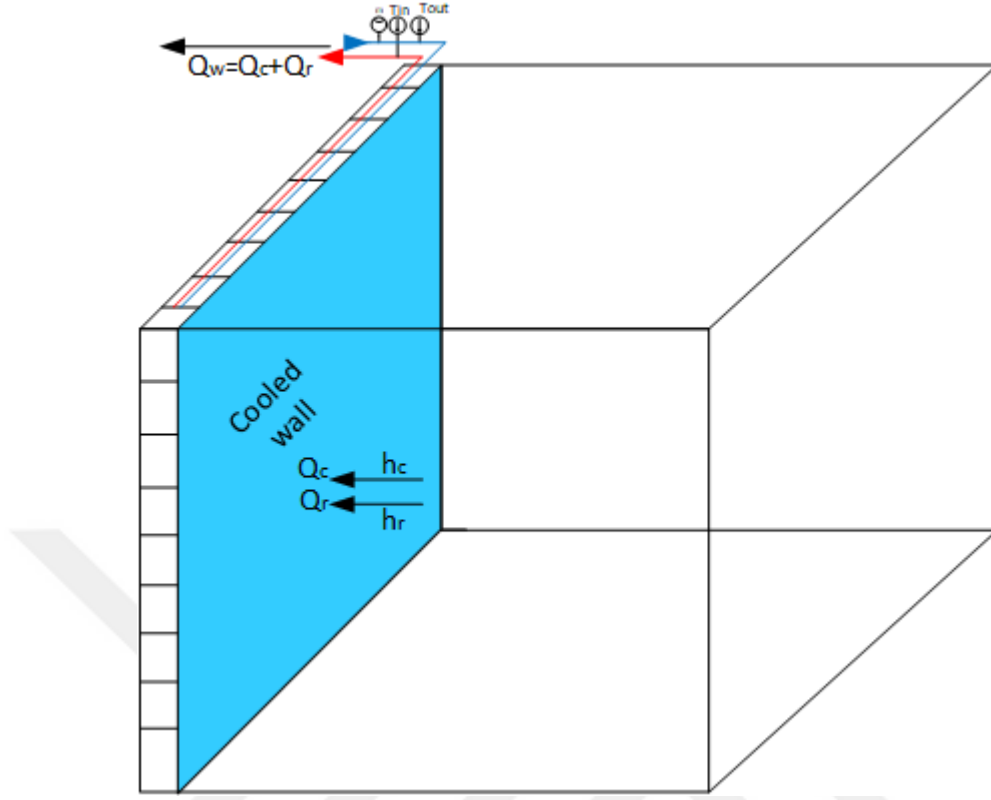
Şekil 3.18 Kalibrasyon su banyosu ve referans sıcaklık ölçer

Şekil 3.19’de gösterilen ısılçiftler kaynak makinesi, uçları zarar gören ısıl çiftlerin kaynak edilmesinde kullanılmıştır.



Şekil 3.19 Isıl çift kaynak makinası

3.3 Ölçümler ve Hesap Yöntemi



Şekil 3.20 Test odasının tel kafes diyagramı

Bina mekanik sistemlerinin tasarımında ısı ve akışkan analizi önemlidir. Günümüzde ısıtma/soğutma analizlerinin çoğu ısıl bina analiz programları ile yapılsa da, halen ısı taşınım katsayısı (CHTC) gibi bazı başlangıç parametrelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Geçmişte yatay ve düşey plaka üzerindeki doğal, karışık ve zorlanmış taşınım ısı geçişleri analiz edilmiş ve raporlanmıştır. Bununla birlikte, kapalı hacim/odadaki taşınım çalışma koşullarının karmaşıklığı nedeniyle daha fazla deneysel araştırmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu koşullar doğal taşınım için, yerden ısıtma, soğuk tavan, soğuk duvar, sıcak duvar gibi uygulama tipi ve uygulama yapılan yüzeye göre çeşitlilik gösterir. Zorlanmış taşınım için koşullar, kapalı hacim içindeki zorlanmış taşınım giriş/çıkış havası konumu, havalandırma yönü, hava hızı veya saatteki hava değişimi (ACH) gibi örneklendirilebilir. Fakat karışık taşınım ısı geçişi olan kapalı hacimlerdeki koşullar ise hem doğal hem de zorlanmış taşınım için saydığımız koşulların aynı anda meydana gelmesiyle artış göstermektedir.

Programların ihtiyaç duyduğu başlangıç parametrelerini ve ısı taşınım korelasyonlarını oluşturmak için, özellikle inşaat ve HVAC endüstrileri tarafından deneysel ve sayısal çalışmalardan hala yararlanılmaktadır. Örneğin COVID-19 pandemisi döneminde, deplasmanlı havalandırmanın düşük hava hızlarında virüs bulaşını azaltması avantajı nedeniyle, hastanelerde ve benzeri kalabalık yerlerde deplasmanlı havalandırma ile ilgili uygulama çalışmaları artmıştır. Eski tip havalandırma yöntemlerinin küçük hacimli odalarda ısı konforu uygun olmadıkları mimari standartlar ve kılavuzlardan anlaşılmaktadır. Fakat oldukça küçük bir ofis odasında alternatif hava giriş yeri ve tipi kullanılarak ısı konforu nasıl değiştirilebileceğine üzerine de çalışmalar bulunmaktadır [49]. Bunlar gibi daha fazla yeni çalışmaların tamamlanmasının ardından ilgili standartların ve kılavuzların güncellenmesi beklenmektedir [50].

Radyant ısıtma/soğutma deneylerinde, hedeflenen yüzey üzerinde ısıtma/soğutma, genellikle hidronik devre, elektrik direnç teli devresi veya klimalı komşu oda ile gerçekleştirilir. Elektrik rezistans teli devresi sadece ısıtılan yüzey için kullanılabilir ve ısı güç elektrik enerjisi tüketiminden kolaylıkla elde edilebilir. Hidronik devre radyant uygulamalarında, su dolaşımından uygulama yapılan yüzeye olan ısı geçişi Denklem 3.1 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{in} - T_{out})_w \quad (3.1)$$

Şekil 3.20’de, kapalı bir hacim içinde hidronik devre ile soğutulan bir duvar gösterilmektedir. Duvarın dışı yalıtımlıdır ve dışa doğru ısı geçişinin ihmal edilebilir olduğu varsayılmıştır. Bu nedenle, Denklem 3.2’de belirtildiği gibi duvardan çekilen ısı, ışıma ve taşınım yoluyla kapalı hacime aktarıldığı söylenebilir.

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r \quad (3.2)$$

İncelenen yüzeyden kapalı hacmin diğer yüzeylerine ışınlımla ısı geçişi, Denklem 3.3 [5] ile veya ASHRAE'nin bina için pratik ışınlım ısı geçişi hesabı denkleminde (Denklem 3.4 [11]) elde edilebilir. Bir diğer alternatifse, Matlab arayüzlü, Şekil 3.21'de gösterildiği gibi yazılım kullanılarak ışınlım ile oluşan ısı geçişi bulunabilir.

$$\dot{Q}_r = A\sigma \sum_{j=1}^n F \varepsilon_{s-j} (T_s^4 - T_j^4) \quad (3.3)$$

burada $F \varepsilon_{s-j} = \frac{1}{\left[\frac{1-\varepsilon_s}{\varepsilon_s}\right] + \left(\frac{1}{F_{s-j}}\right) + \left(\frac{A_s}{A_j}\right) \left[\left(\frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j}\right)\right]}$ görme faktörüdür.

$$\dot{Q}_r = 5 \times 10^{-8} [(T_s + 273.5)^4 - (T_{AUST} + 273.5)^4] A \quad (3.4)$$

burada $T_{AUST} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)}$ ile ifade edilir. Bina içi radyant sistemlerde pratik olarak $T_{AUST} = \frac{A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_f T_f + A_c T_c}{A_2 + A_3 + A_4 + A_f + A_c}$ ifadesi de kullanılabilir.

Son adımda, ısı taşınım katsayısı (h_c) Denklem 3.5 ile hesaplanabilir.

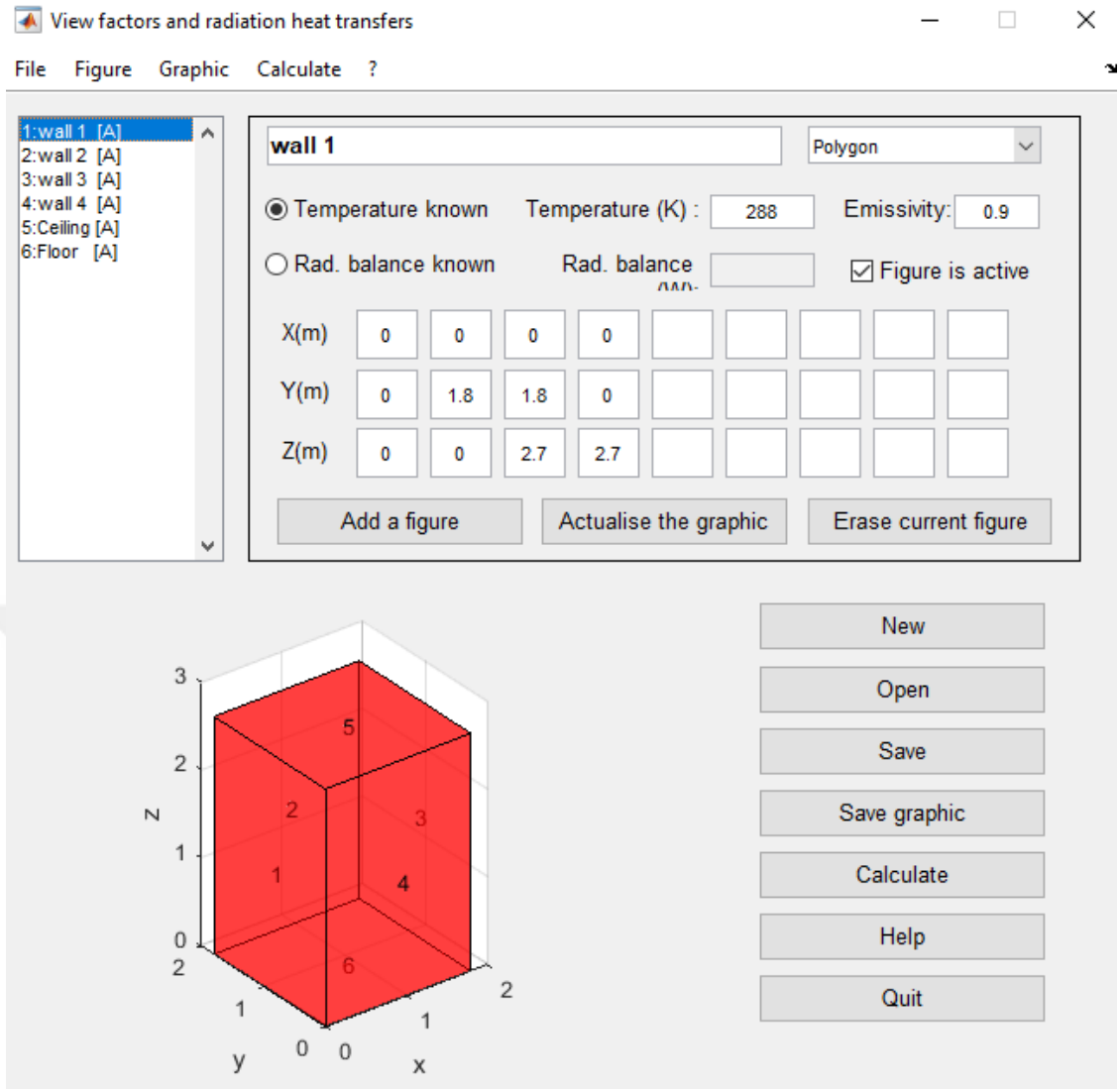
$$\dot{Q}_c = h_c A (T_s - T_{a,ref}) \quad (3.5)$$

Karışık taşınım çalışmalarında, yerel ısı taşınım katsayısı, hava girişinden olan mesafeye göre değişebilir. Yüzeye uygulanan hava akışı üzerinde yerel ısı taşınım katsayılarını bulabilmek için, yerel yüzey sıcaklıkları ve aynı yükseklikteki yerel hava sıcaklıkları ile Denklem 3.6 [3,26] kullanılabilir. Benzer şekilde toplam ve ışınlım ısı geçiş katsayıları için Denklem 3.7 ve 3.8 kullanılabilir.

$$h_{c,x} = \frac{\dot{Q}_c}{A(T_{s,x} - T_{a,x})} \quad (3.6)$$

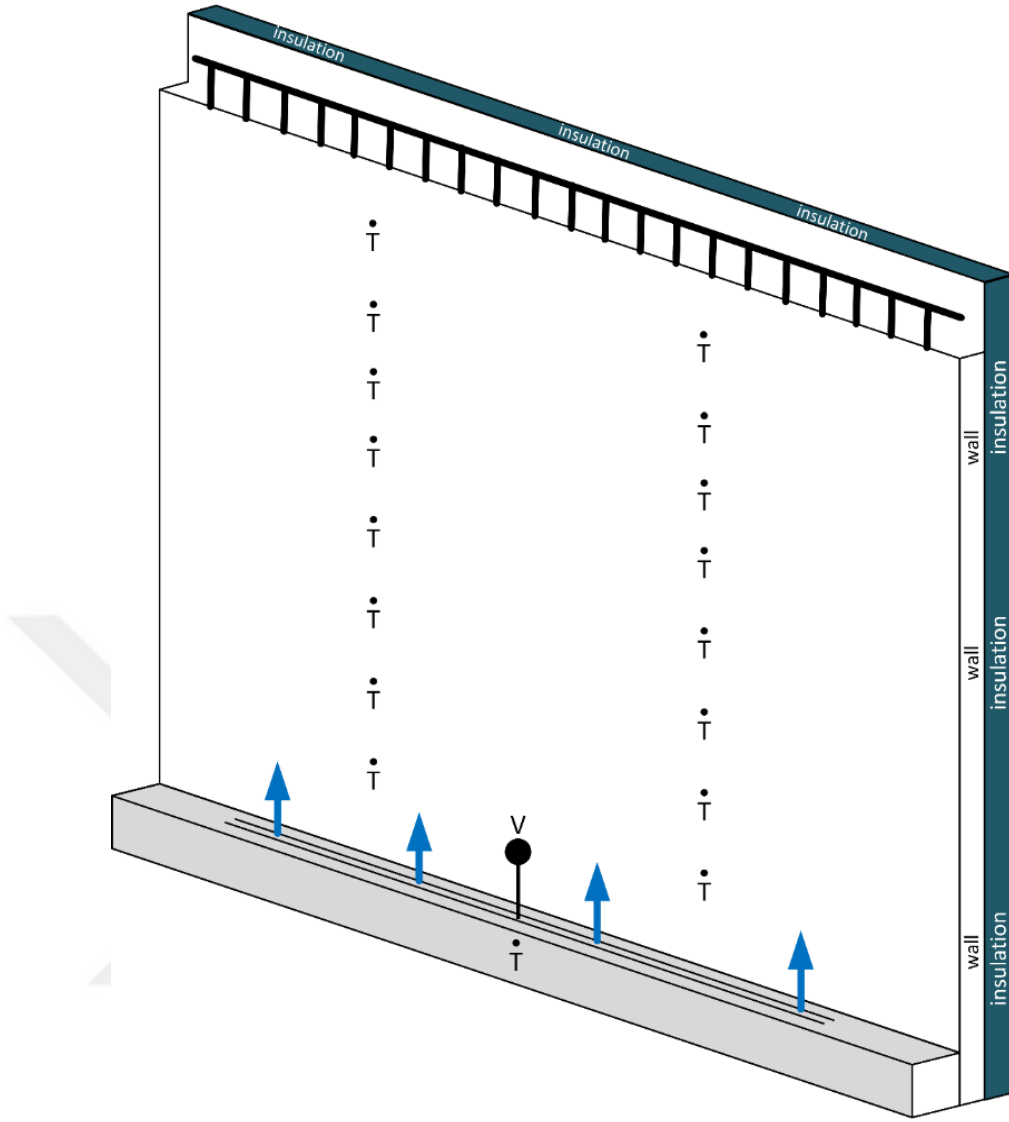
$$h_r = \frac{\dot{Q}_r}{A_s(T_{AUST} - T_s)} \quad (3.7)$$

$$h_t = \frac{\dot{Q}_t}{A_s(T_{air} - T_s)} \quad (3.8)$$



Şekil 3.21 Işınım ile ısı geçişi ve görme faktörü hesaplamalarında kullanılan Matlab yazılımının arayüz görünümü

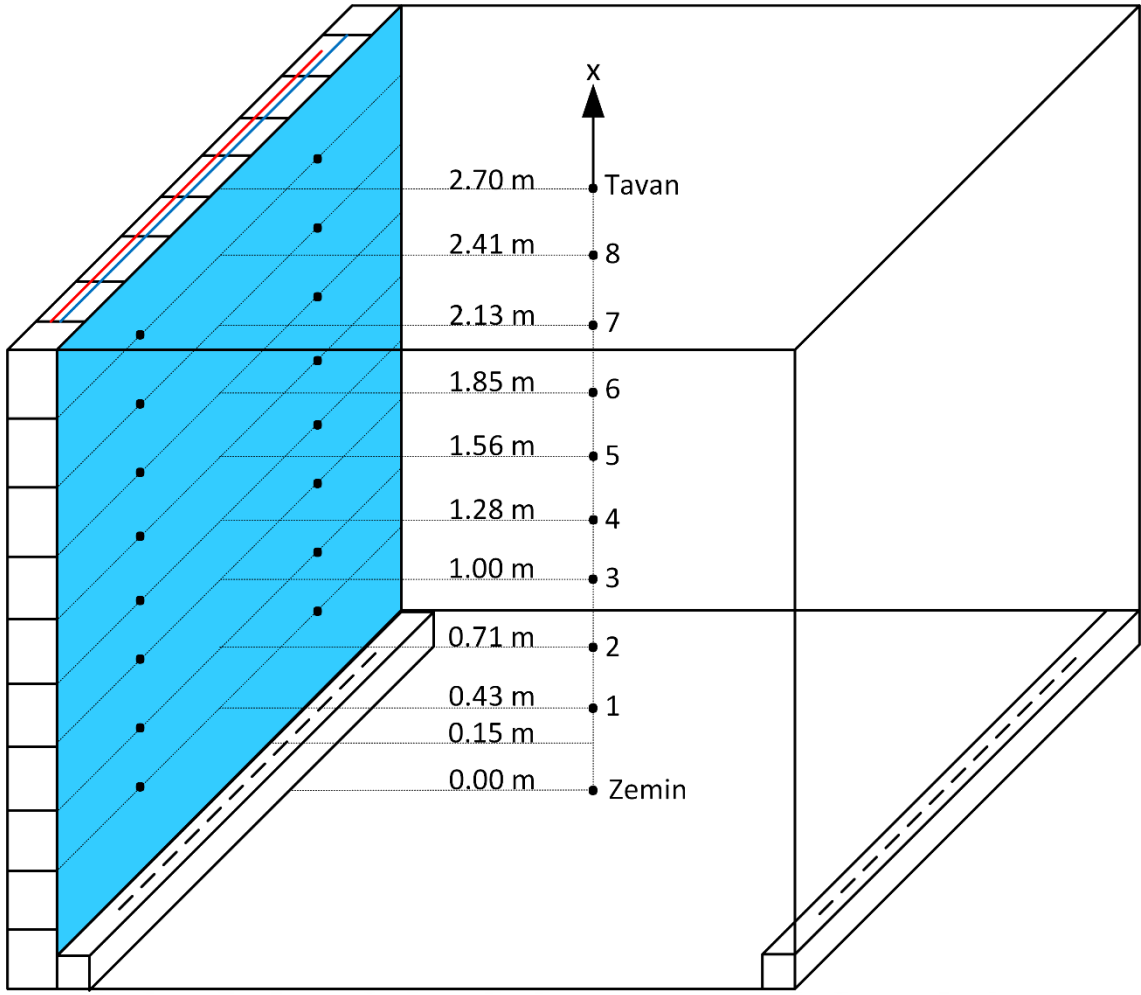
Şekil 3.22’de gösterilen radyant duvar, içten dışa doğru sırasıyla, iç yüzeyde panellerin üzerini ve aralarını kaplayan 2 cm kalınlığındaki alçı sıva, 12 mm kalınlığında Aquaterm marka PEX (PE: Polietilen X: Çapraz bağlı) kare kesit borulardan oluşan ısıtıcı/soğutucu paneller, 15 cm kalınlığında gaz beton, 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesi ve son olarak 1 cm kalınlığında dış cephe sıvasından meydana gelmektedir.



Şekil 3.22 Duvar uygulaması (duvar içi gömülü su boruları, dıştan yalıtımlı duvar, hava kanalı ve hava hareketi)



Şekil 3.23 Hava kanalı üzerindeki açıklıktan yapılan hava hızı ölçümü

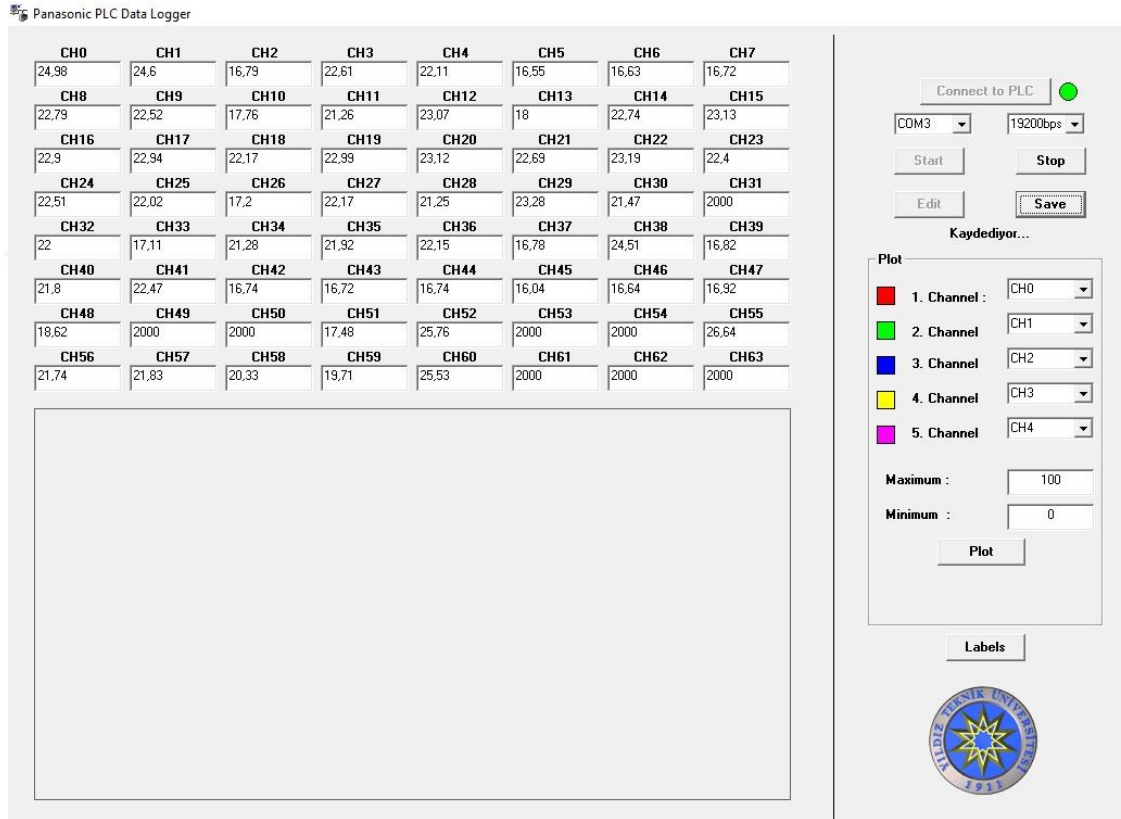


Şekil 3.24 Kapalı mahal içerisindeki sıcaklık ölçüm noktaları

Şekil 3.24’de test odasındaki düşey sıcaklık ölçüm noktaları ve bunlara ait oda zemininden itibaren yükseklik değerleri verilmiştir. Bu noktalarda ısı çift sıcaklık sensörlerinin Duvar-1 ve oda ortasındaki yerleşimleri de gösterilmektedir. Yerel sıcaklık ve yerel ısı taşınım katsayılarının verildiği grafiklerde ilgili ölçüm noktalarının (x), hangi yükseklik değerine karşılık geldiği bilgisi de bu şekil içinde gösterilmiştir.

Tüm sıcaklık ölçümleri Panasonic marka PLC (Şekil 3.16) ve ona bağlı bilgisayar (Şekil 3.17) üzerinden Şekil 3.25’de ekran görüntüsü verilen PLC yazılımı ile belirli bir süre boyunca kayıt edilen verilerin ortalaması alınarak belirlenmiştir. Ölçümler sistem kararlı halde iken alınıp, sonuçların zamana bağlı olarak değişmediği kabul edilse de PLC cihazının kendisinden ve bağlı bulunduğu elektrik hattından etkilenip ihmal edilebilecek seviyede küçük dalgalanmalar yarattığı zaman zaman gözlenmiştir. Belirli bir sürede alınan sonuçların ortalamasının

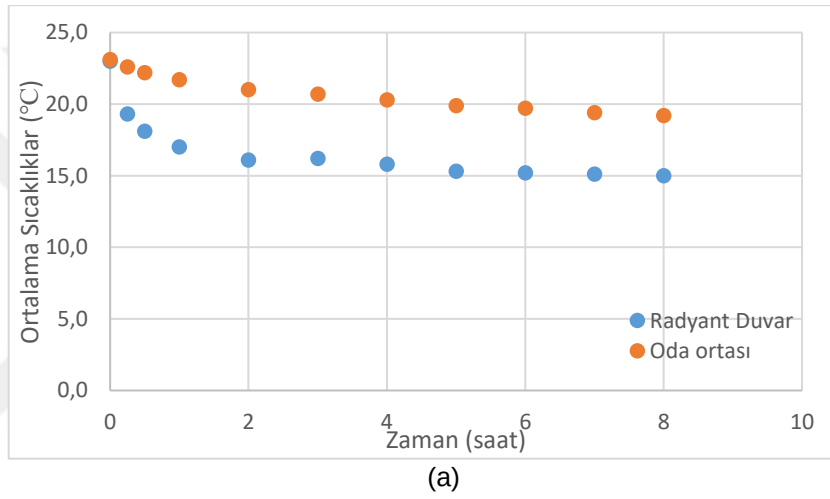
alınması bu dalgalanmaların etkisini en aza indirmiştir. Tez kapsamında verilen tüm sıcaklık değerlerinin ölçümünde kullanılan sıcaklık sensörleri Şekil 3.18’de gösterilen Labo marka kalibrasyon banyosunda kalibre edilmişlerdir. Kalibrasyonda, akredite edilmiş kuruluştaki kalibre edilmiş Fluke marka termometre, referans termometresi olarak kullanılmıştır. Kalibrasyon eğrileri üzerinden üretilen kalibrasyon denklemlerinin R^2 değerleri 0.99 ile 1 arasındadır.



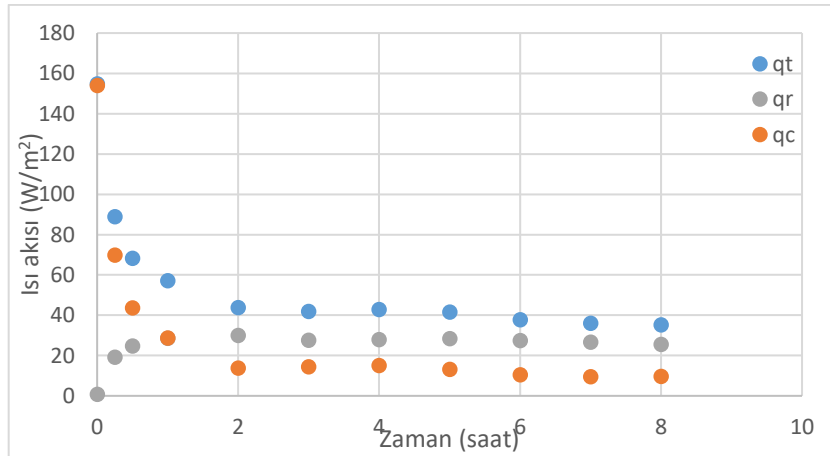
Şekil 3.25 PLC yazılımı ekran görüntüsü

4.1 Giriş

Deney tesisatı, temel deney cihazları, ölçüm ekipmanlarının özellikleri ve yararlanılacak hesaplama yöntemi detay şekilde önceki bölümde anlatılmıştır. Bu bölümde, gerçekleştirilmiş olan deneysel çalışmalara ait durumlar izah edilecek olup, ölçülen ve hesaplanan değerler tablolar ve şekillerde sunulacaktır.



(a)



(b)

Şekil 4.1 Ortalama sıcaklıkları ve ısı geçişinin zamanla değişimi

Tüm deney sonuçları, sistem ısı dengeye ulaştığı anda kararlı hal durumunda iken alınmaktadır. Şekil 4.1a ve Şekil 4.1b'de sırasıyla uygulama yapılan duvar ve oda merkezinin ortalama sıcaklıkları ile beraber toplam, ışıınım ve taşınım ile gerçekleşen ısı akılarının zamanla değişimi gösterilmektedir. Şekil 4.1a da

görüldüğü üzere sistem ilk sekiz saatten sonra dengeye ulaşmakta ve sıcaklık eğrileri yatay konuma gelmektedir. Tüm çalışma boyunca sistem dengeye ulaştıktan sonra, sistemin sürekli haldeki verilerinden yola çıkarak elde edilen sonuçlar verilmektedir.

Deneyler, 5 durum için icra edilmiştir. Her bir durum için ilk hız değeri 0 m/s (doğal taşınım) olmak üzere farklı hava hızlarının uygulandığı 7 deney oluşturulmuştur. Radyant soğutma uygulaması yapılan Duvar-1 sıcaklığı (W1), diğer yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığı (AUST), oda merkezi sıcaklıkları (RC) birçok ısıl çift grubundan elde edilen sonuçların ortalaması alınarak verilmiştir. Hava giriş sıcaklığı (T_{ain}) ve hava giriş hızı (U_a), hava açıklığından alınmıştır.

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere, deney kodundaki ilk iki basamak radyant uygulamanın yapıldığı yüzeyi göstermektedir. “W1” ifadesinden Duvar-1’de radyant uygulama yapıldığı anlaşılmaktadır. Benzer bir şekilde sonraki iki basamak, havalandırmanın bitişik yapıldığı yüzeyi göstermektedir ve şekildeki ikinci “W1” ifadesi havalandırmanın Duvar-1’e bitişik hava kanalından yapıldığını göstermektedir. Sonraki iki basamak hava giriş sıcaklığını temsil etmektedir ve “T0” hava giriş sıcaklığında, hava girişi öncesinde herhangi bir sıcaklık şartlandırılması yapılmadığını ifade etmektedir. Benzer şekilde, ($T_{ain}=T1$ ve $T_{ain}=T2$) farklı hava giriş sıcaklığı değerlerinde havanın şartlandırıldığı deneyleri kodlamaktadır. Hava giriş sıcaklıkları (T_{ain}), her durum için verilen ilgili sıcaklık grafiklerinden veya sonuç tablolarından okunabilmektedir. Deney kodundaki noktadan sonraki basamakta, ilgili durum için deney numarasını göstermektedir ve bu deney numaralarındaki temel değişken, kanal açıklığından ölçülen hava hızıdır.



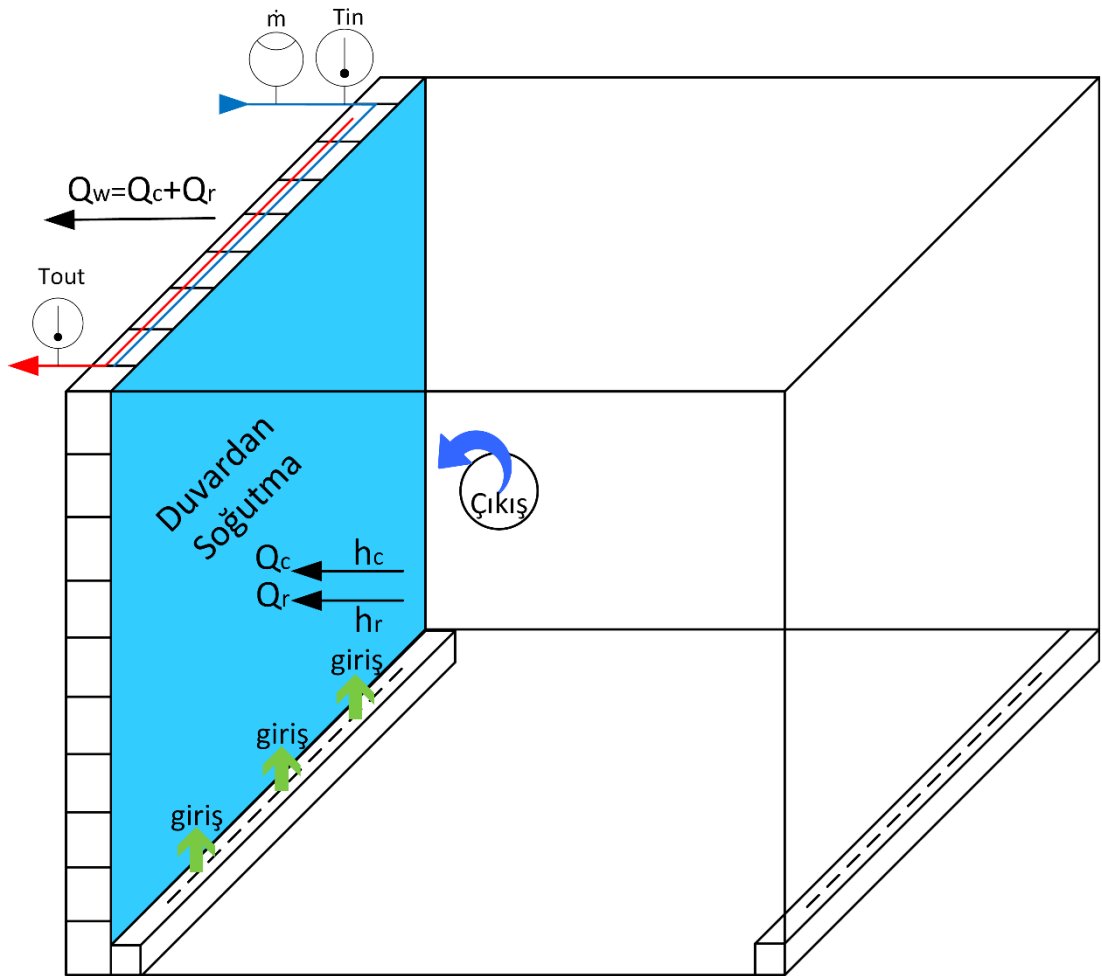
Şekil 4.2 Deney kodu açıklaması

4.2 Durum 1 Deney Sonuçları

Durum 1: Radyant soğutma uygulamasının Duvar-1'den yapıldığı ve odaya girişi öncesinde ısı şartlandırılma yapılmayan havanın, aynı duvara bitişik hava kanalı açıklığından Şekil 3.2'de gösterildiği gibi uygulandığı durumdur. Durum 1, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve dolaşım havasının bu duvara bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar-1'den soğutma yapıldığı ve dolaşım havasının bu duvara bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

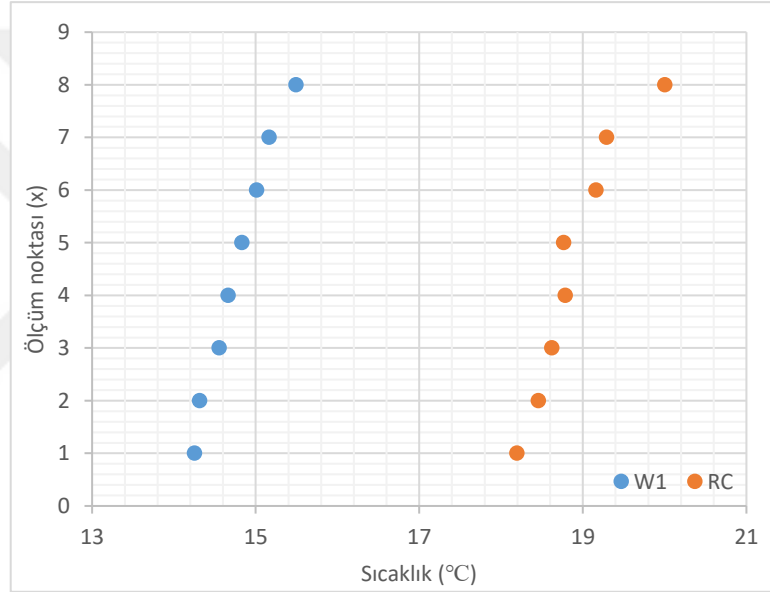


Şekil 4.3 Durum 1 şematik gösterim

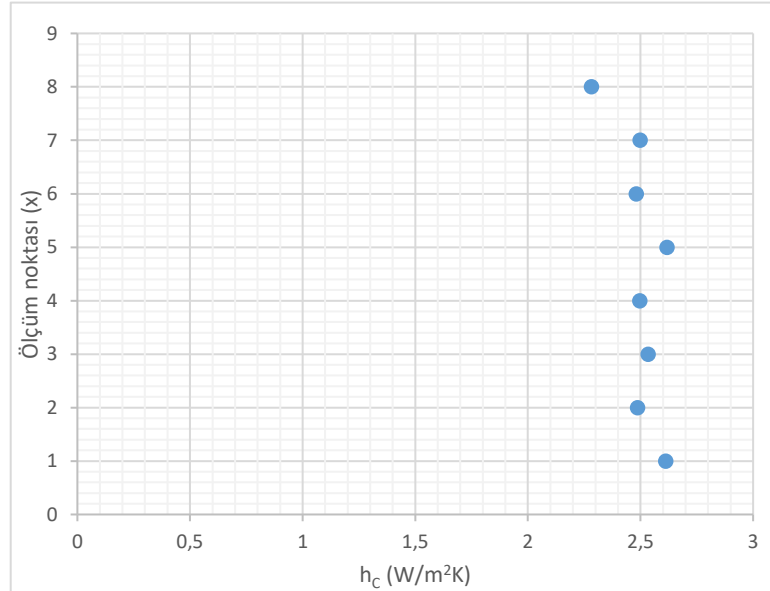
Tablo 4.1 Durum 1 (W1W1T0.1) deneyinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.1		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s):		0		34.2	23.9	10.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.9	19.7	18.8	-	8.61	4.97	2.60

Yerel Sıcaklıklar



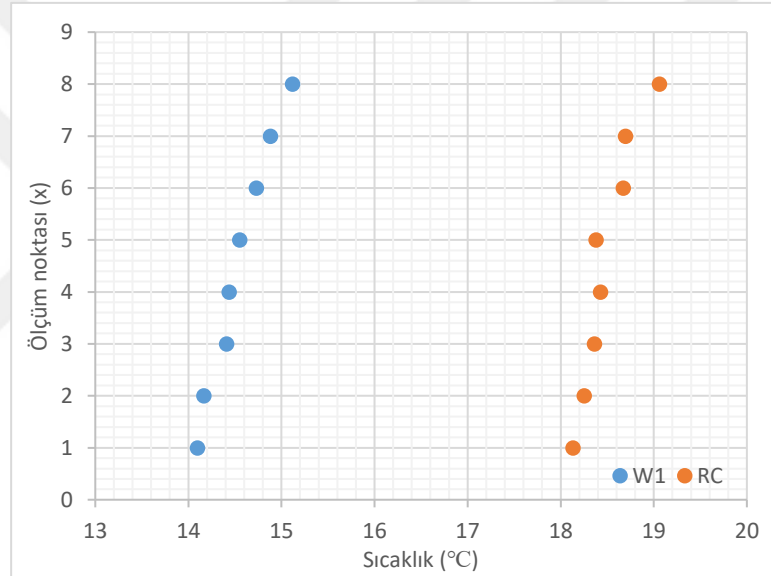
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



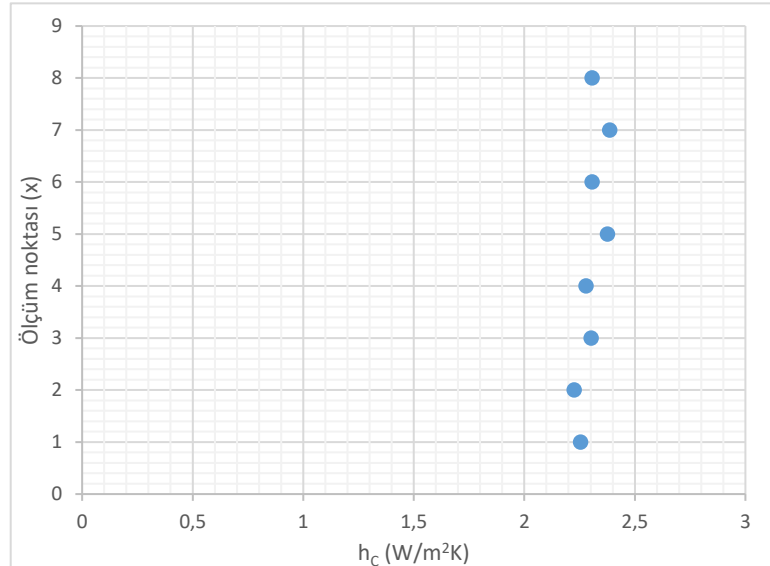
Tablo 4.2 Durum 1 (W1W1T0.2)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.2		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.25		31.4	22.3	9.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{air}	h _t	h _r	h _c
14.6	19.2	18.5	18	8.16	4.84	2.37

Yerel Sıcaklıklar



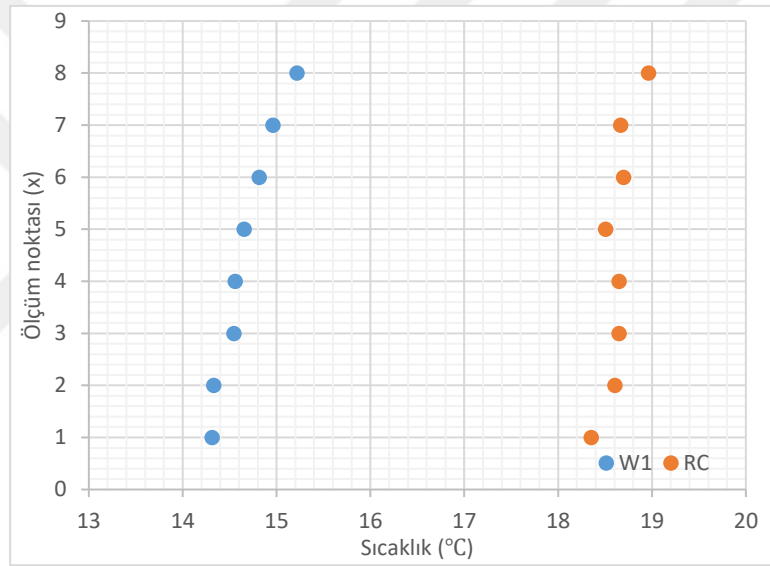
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



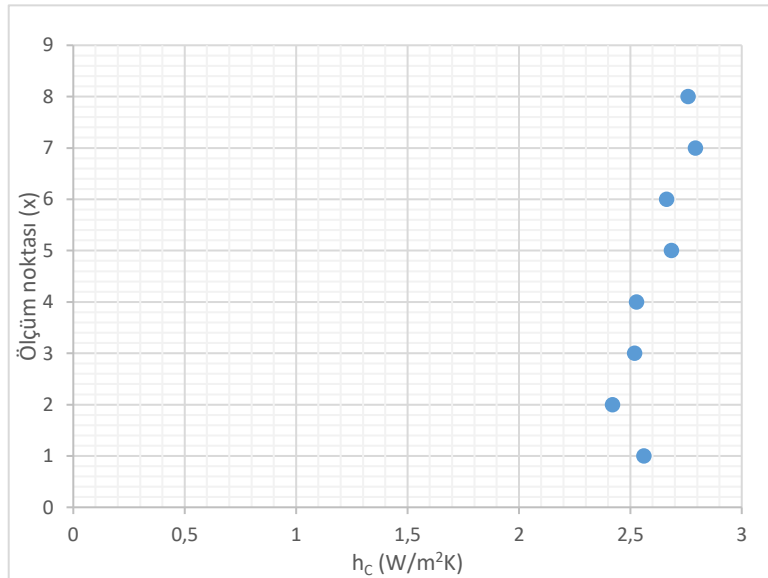
Tablo 4.3 Durum 1 (W1W1T0.3)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.3		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.5		31.8	21.4	10.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.7	19.1	18.6	19.3	8.21	4.87	2.67

Yerel Sıcaklıklar



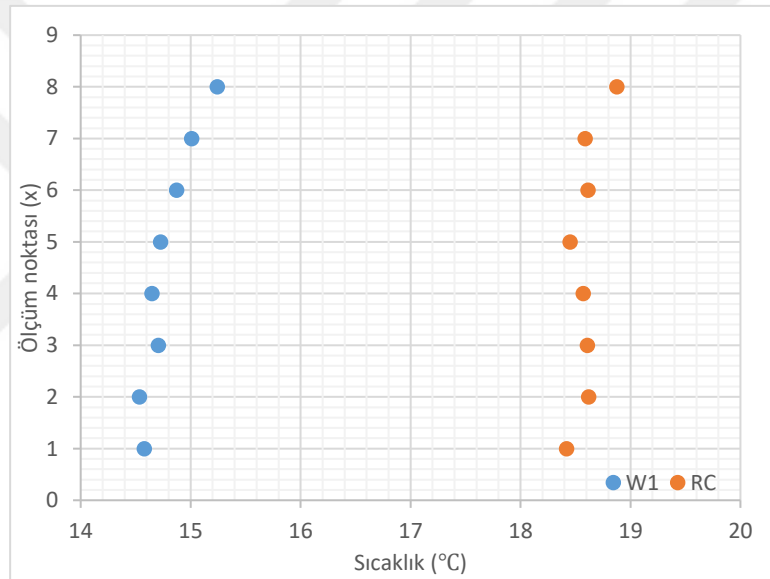
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



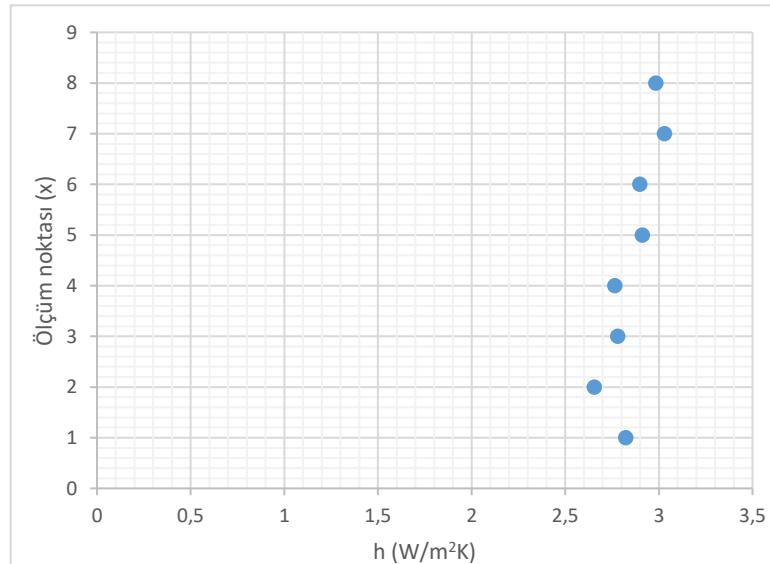
Tablo 4.4 Durum 1 (W1W1T0.4)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.4		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		1		31.5	20.7	10.8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.8	19.1	18.6	19.9	8.37	4.80	2.88

Yerel Sıcaklıklar



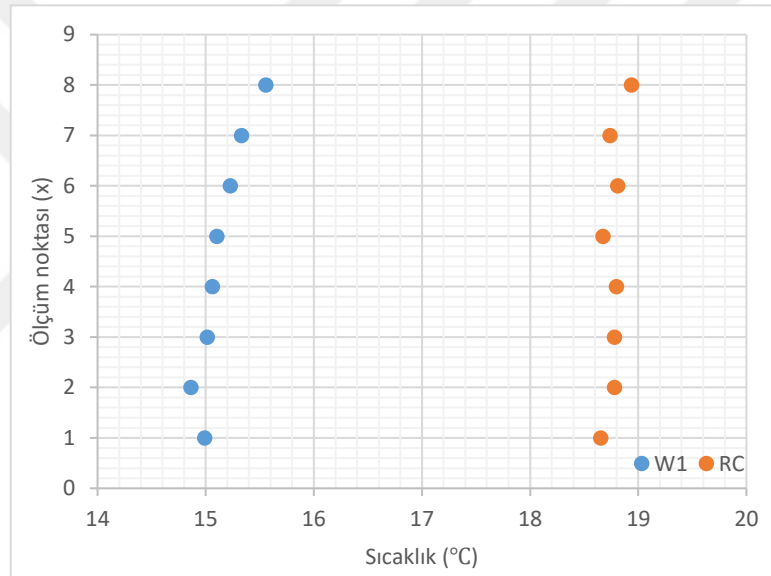
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



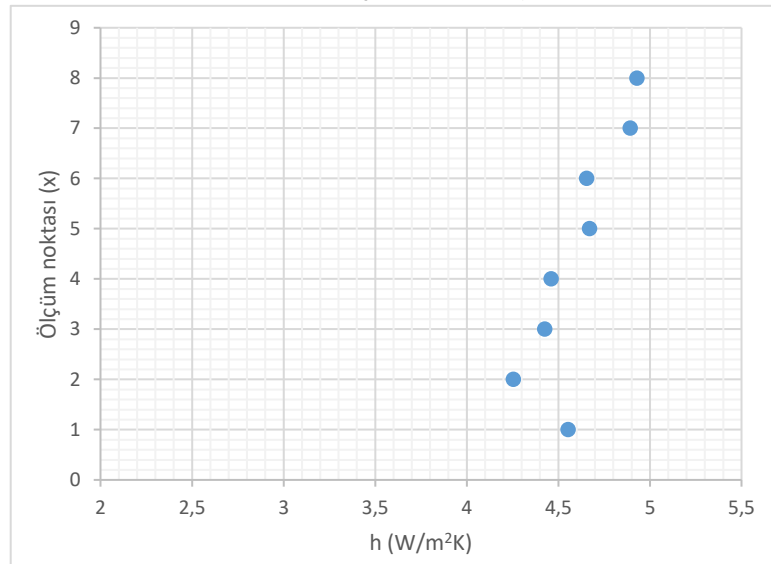
Tablo 4.5 Durum 1 (W1W1T0.5)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.5		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		2.5		35.7	19.1	16.7
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15.2	19.1	18.8	19.9	9.91	4.89	4.62

Yerel Sıcaklıklar



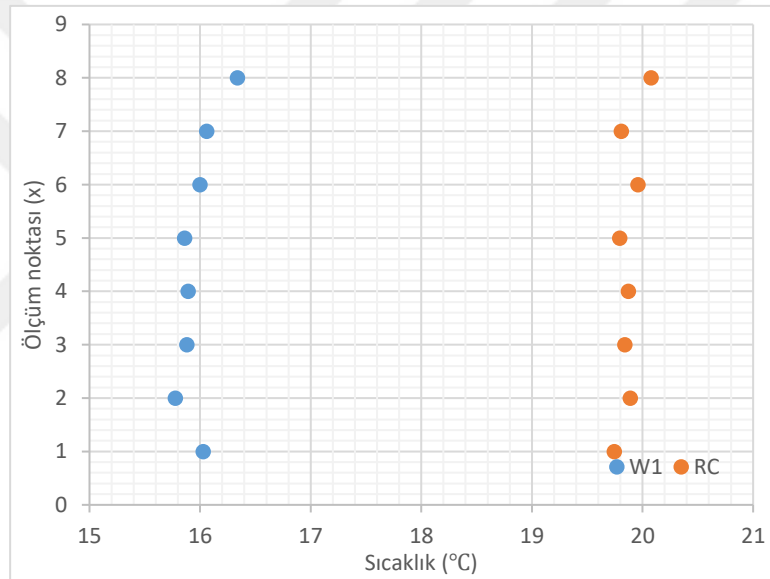
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



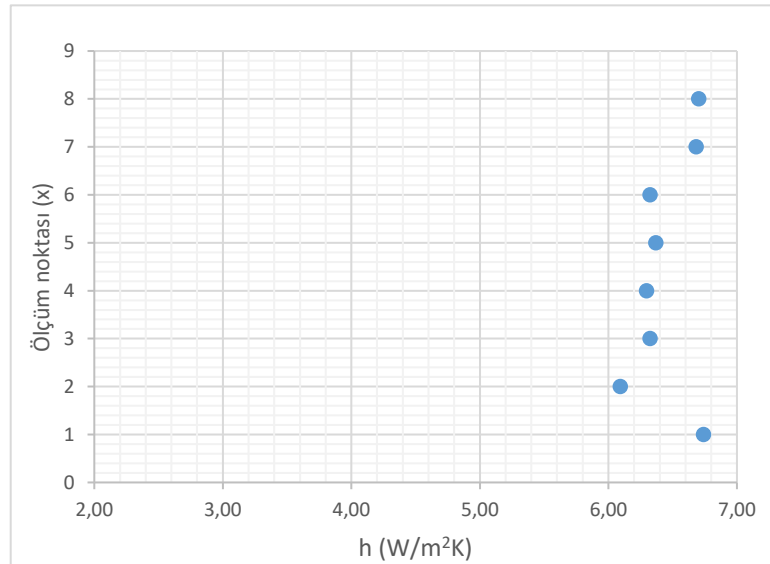
Tablo 4.6 Durum 1 (W1W1T0.6)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.6		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		5		43.8	18.7	25.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
16	19.8	19.9	22.1	11.21	4.93	6.41

Yerel Sıcaklıklar



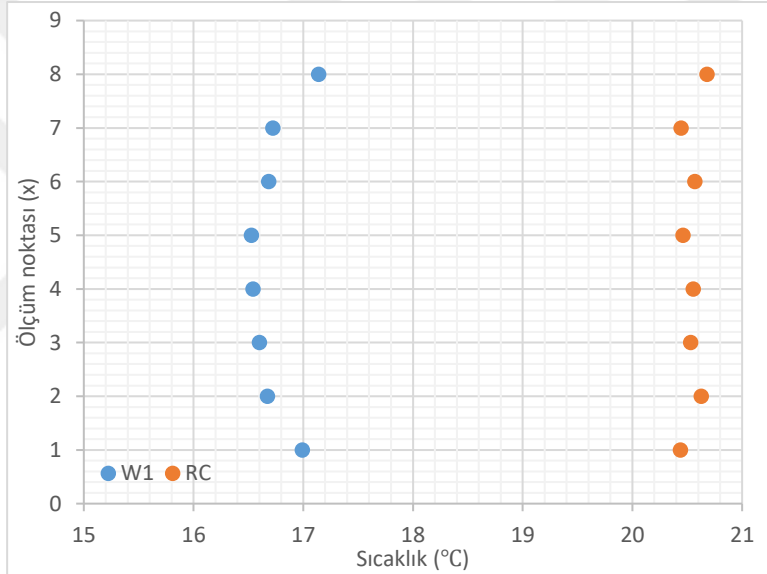
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



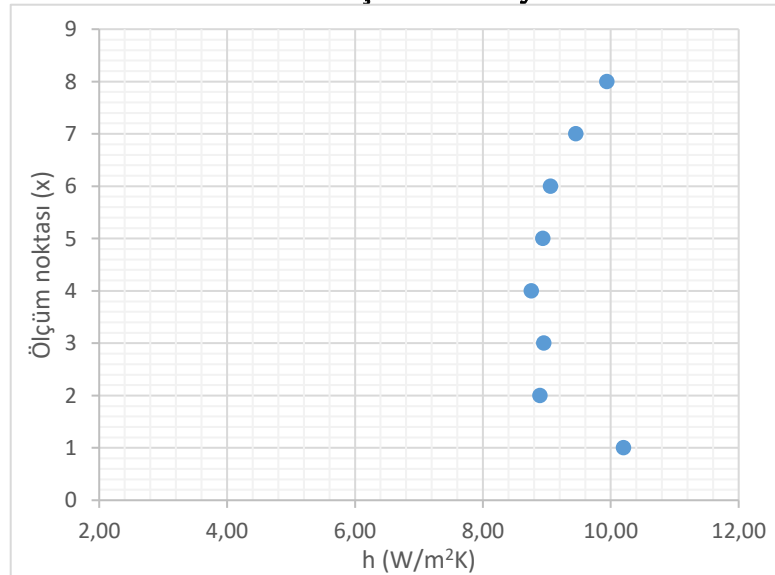
Tablo 4.7 Durum 1 (W1W1T0.7)'den elde edilen sonuçlar

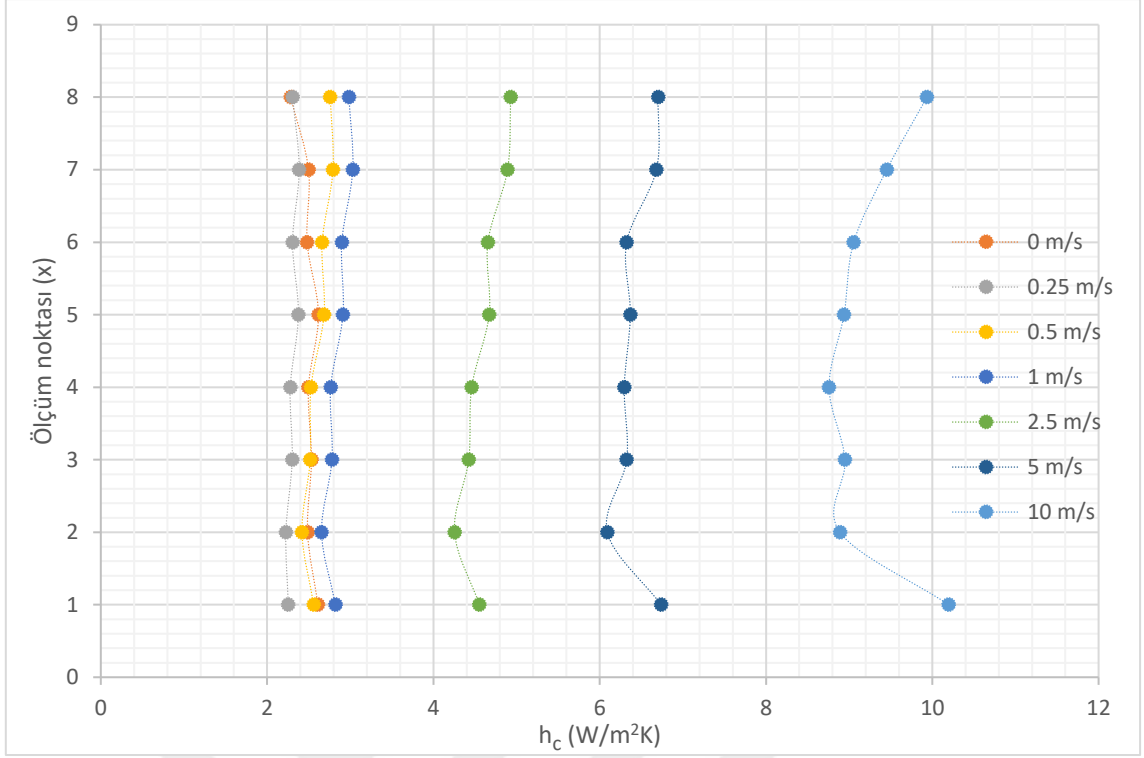
Deney Kodu:		W1W1T0.7		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		10		53.4	18.3	35.2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
16.7	20.4	20.6	21.9	13.88	4.94	9.13

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları



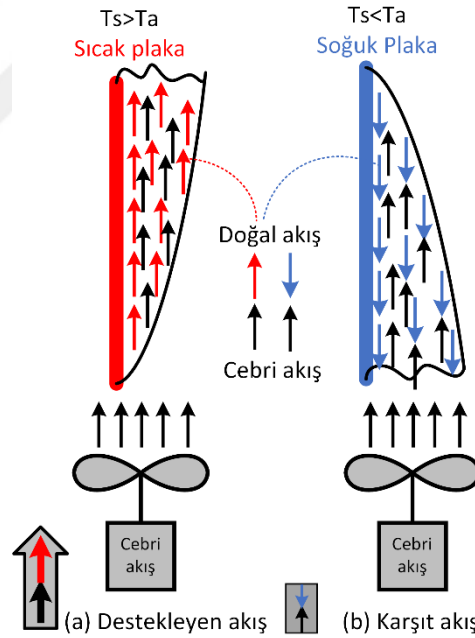


Şekil 4.4 Durum 1'de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi

Şekil 4.4'de Durum 1 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için yerel ısı taşınım katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Grafiğe bakıldığında 0, 0.25, 0.5 ve 1 m/s hava hızlarında düşey değişim nispeten görülmemektedir. 10 m/s hızında yapılan deneyde düşey değişim oldukça belirgin hale gelmiş ve kendine özgü bir eğrilik kazanmıştır. Düşey ölçüm noktası (x) 1 ile 8 de yaklaşık aynı $h_{c,x}$ bulunmakla birlikte x2'de ani düşme görülmektedir. x3 ve x4'de $h_{c,x}$ sabit kalmakta ve x4 ve x8 arasında doğrusal sayılabilecek bir artış ile x1'deki değere yakın bir $h_{c,x}$ gözlenmektedir. İlk sıcaklık ölçüm noktası olan x1'de en yüksek $h_{c,x}$ değeri alınması havanın ilk etkileşimde bulunduğu nokta olması sebebiyle beklenebilir. Tablo 4.7'de görülebileceği gibi radyant duvardaki düşey sıcaklık değişimi (VTG) ve oda ortasındaki VTG incelendiğinde, düşey $h_{c,x}$ değişiminin oluşumu daha iyi anlaşılabilir. x8'de (tavana en yakın nokta) ikinci en yüksek değer görülmesinin sebebi tavan sıcaklığından (20.7°C) ve bu tavana yakın bölgede tavana çarpıp geri dönen havadan kaynaklı olabileceği düşünülebilir.

Şekil 4.6'de ortalama sıcaklıklar, ısı akıları ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Düşük hava hızları hariç genel itibariyle bakıldığında hava hızı artışıyla ısı geçişi doğru orantılıdır. Düşük hava hızlarında (0.25, 0.5, 1 m/s)

ısı geçişi artışıının oldukça sınırlı kaldığı söylenebilir. Daha detaylı analiz edilirse, 0.25 m/s hızında ısı geçişi doğal taşınım (0 m/s) göre azalmaktadır. 0.5 m/s hızında, ısı geçişi doğal taşınım (0 m/s) deney sonucuna yakın bir değeri almakta ve 1 m/s hızında sınırlı bir artış olmaktadır. Başlangıçta, bu sonuçlar deneysel hatadan kaynaklanmakta gibi düşünülebilir. Ancak, tekrarlanan deneylerde aynı ısı geçişi düşüşünün gözlenmesi deneysel hata olasılığını azaltmaktadır. Havalandırma, fan vasıtasıyla yapılsa da literatürde bu derece düşük hava hızlarında, doğal taşınımın etkisinin ihmal edilemeyeceği bildirilmiş ve bu durum “karışık taşınım” veya “birleşik doğal ve zorlanmış taşınım” olarak tanımlanmıştır [51,52]. Şekil 4.5’de düşey plakada, zorlanmış akışın doğal akışla aynı yönde uygulanması durumu destekleyen akış ve ters yönde uygulanması karşıt akış olarak açıklanmıştır. Destekleyen akışın, ısı geçişine geliştirici yönde etkide bulunduğu, buna karşılık karşıt akışın ısı geçişine direnç olarak etki ettiği izah edilmiştir.



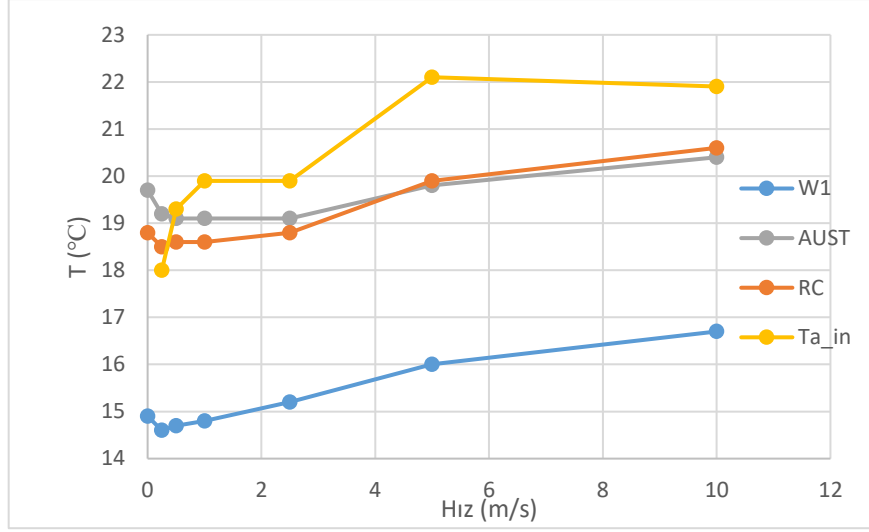
Şekil 4.5 Düşey plakada destekleyen akış (a) ve karşıt akış (b)

Isı geçişi kitaplarında [51,52] karşıt akışa verilen örnek şu şekilde izah edilmiştir. Soğuk duvar yoğunluk farkı sebebiyle aşağı yönde doğal taşınım akımları üretir, buna karşıt yönde yukarıya doğru zorlanmış akış verildiğinde doğal akışa direnç oluşur ve bu direnç ısı geçişi hızında azalmaya yol açar.

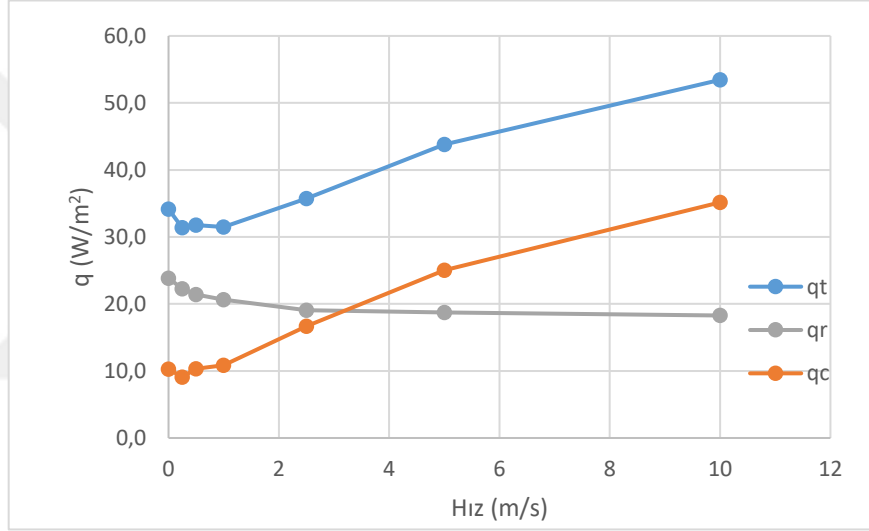
Düşey bir plaka $Gr/Re^2 < 0.1$ olduğunda doğal taşınımın ihmal edilebilir olduğu, $Gr/Re^2 > 10$ olduğunda zorlanmış taşınımın ihmal edilebilir olduğu ve $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ olduğunda hiçbirinin ihmal edilemeyeceği ifade edilmiştir [51,52]. Bu nedenle, Gr ve Re^2 'nin benzer büyüklüklere sahip olması halinde (biri diğerinin yaklaşık 10 katı olması durumunda) ısı geçişi hesaplamalarında hem doğal hem de zorlanmış taşınım dikkate alınmalıdır. Bu durumun, yalnızca zorlanmış akışın (doğal akışa yakın) düşük hızlarda uygulandığı nadir durumlarda gerçekleştiği ifade edilmiştir.

Şekil 2.6'nın açıklandığı bölümde, literatürdeki düşey plaka akışının, kapalı hacim akışıyla birebir aynı olmadığından bahsedilmiştir. Bu sebeple düşey plaka için verilen korelasyon ve bu korelasyonlara bağlı değerlerin kapalı mahaldeki düşey yüzey için birebir kullanılmasının uygun olmayabileceği not edilmelidir. Rüzgâr tünelineki düşey plaka deneylerinde, hava akışı plakaya daha benzer sabitlikte etki etse de, kapalı hacimde limitli bir kesit alanından uygulanan akışın tüm yüzeye aynı şekilde etki etmeyeceği açıktır. Kapalı hacimde sınırlı bir kesit alanından özellikle düşük hava hızlarında gönderilen hava akışının 3 boyut etkisiyle sadece duvar boyunca hareket etmeyeceği tüm odaya yayılacağı, hava jeti açıklığından uzaklaştıkça havanın duvar boyunca etkisinin azalacağı, yüksek hızlarda ise havanın diğer yüzeylerden geri gelmesi ve diğer yüzeylerin sıcaklıklarının ve geometrilerinin etkisi ile bazı bölgelerde durgunluk bazı bölgelerde girdaplar oluşturabileceği göz ardı edilmemelidir.

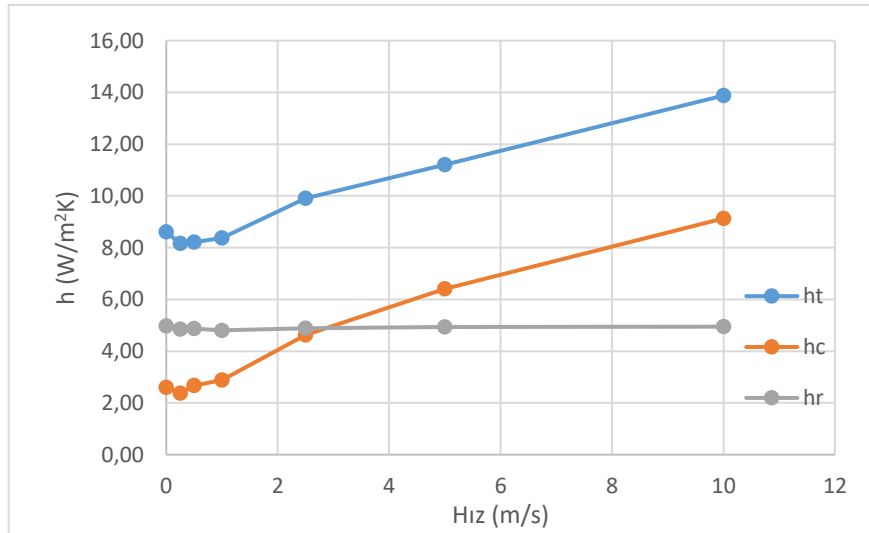
Mevcut deney çalışmasında verilen hava hızları hava kanalı açıklığından ölçülen değerler olup, yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı kapalı hacimdeki duvarda, tüm duvara etki etmeyen bu hava hızı kullanılarak Reynolds sayısının tespiti yapılmamıştır.



(a)



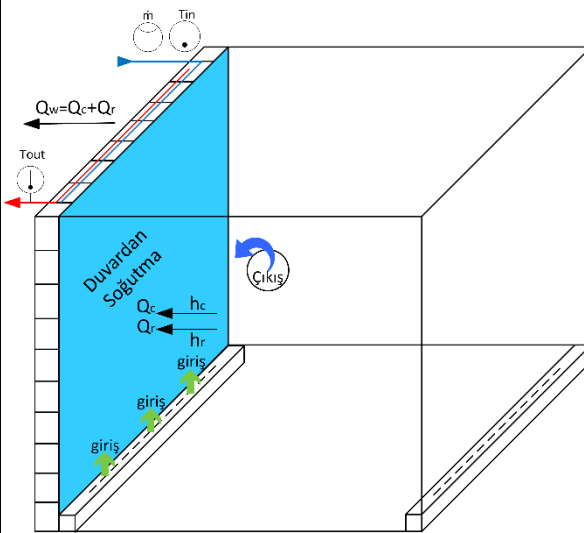
(b)



(c)

Şekil 4.6 Durum 1 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi

Tablo 4.8 Durum 1 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar

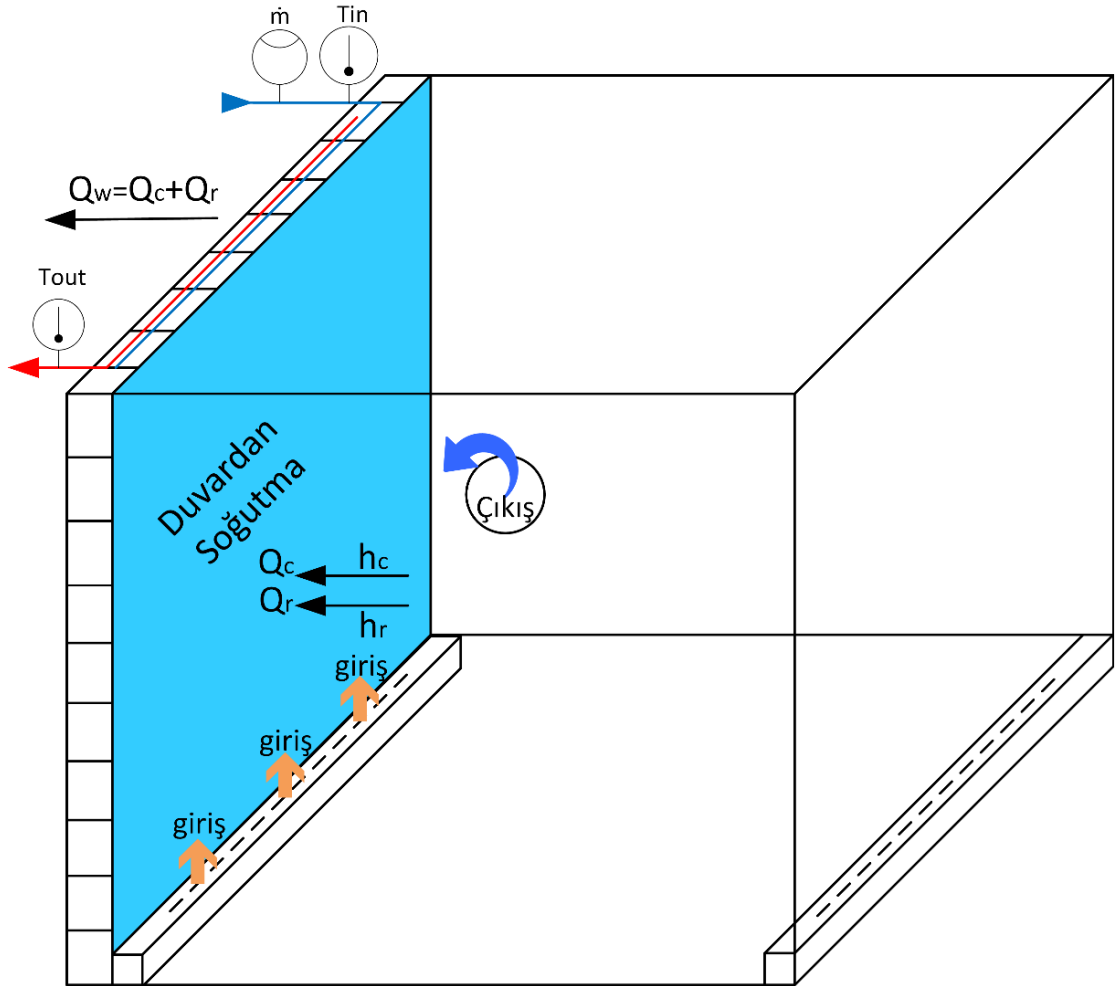
Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH 1/h	W1 °C	AUST °C	RC °C	T_{ain} °C	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
	W1W1T0.1	0	0	14.9	19.7	18.8	-	-166.0	-115.9	-50.1	8.61	4.97	2.60
	W1W1T0.2	0.25	0.27	14.6	19.2	18.5	18	-152.4	-108.3	-44.2	8.16	4.84	2.37
	W1W1T0.3	0.5	1.07	14.7	19.1	18.6	19.3	-154.3	-104.1	-50.3	8.21	4.87	2.67
	W1W1T0.4	1	2.69	14.8	19.1	18.6	19.9	-153.1	-100.4	-52.7	8.37	4.80	2.88
	W1W1T0.5	2.5	7.52	15.2	19.1	18.8	19.9	-173.6	-92.6	-81.0	9.91	4.89	4.62
	W1W1T0.6	5	15.6	16	19.8	19.9	22.1	-212.9	-91.1	-121.8	11.21	4.93	6.41
	W1W1T0.7	10	31.7	16.7	20.4	20.6	21.9	-259.7	-88.9	-170.9	13.88	4.94	9.13

4.3 Durum 2 Deney Sonuçları

Durum 2: Radyant soğutma uygulamasının Duvar-1'den yapıldığı ve $T_{a_{in}}=T1$ sıcaklığında havalandırmanın da aynı duvardan (Duvar 1) Şekil 3.5'de gösterildiği gibi uygulandığı durumdur. Durum 2, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar-1'in dış duvar olduğu ve taze hava karışımının $T_{a_{in}}=T1$ sıcaklığında şartlandırılıp bu duvara bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar-1'den soğutma yapıldığı ve taze hava karışımının $T1$ sıcaklığında şartlandırılıp bu duvara bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

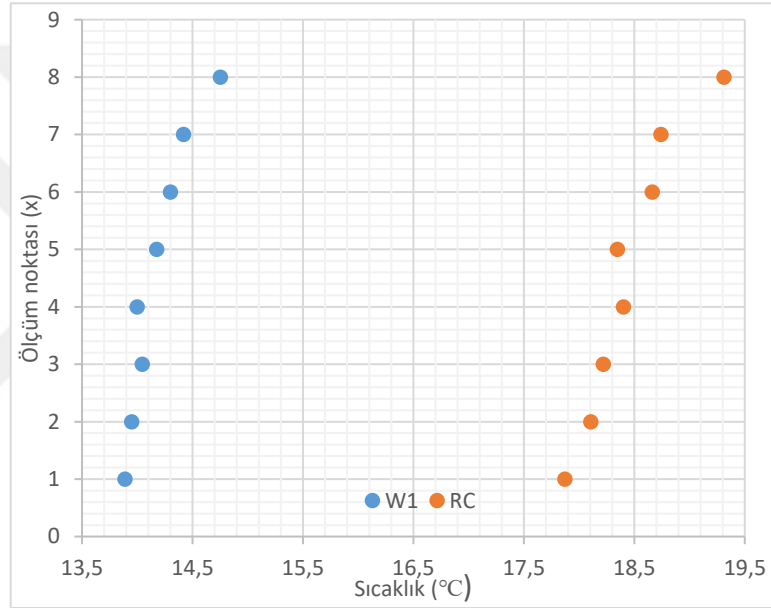


Şekil 4.7 Durum 2 şematik gösterim

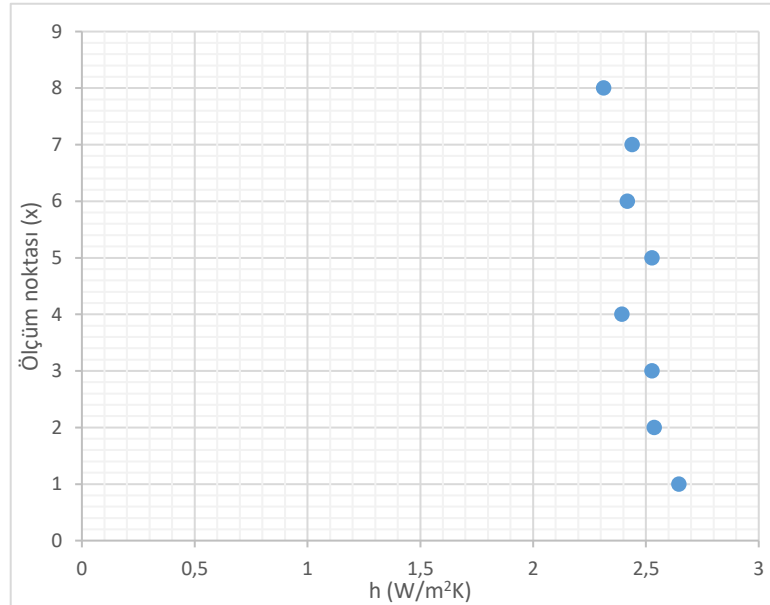
Tablo 4.9 Durum 2 (W1W1T1.1)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.1		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s):		0		35.2	24.7	10.5
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.2	19.3	18.4	-	8.46	4.83	2.53

Yerel Sıcaklıklar



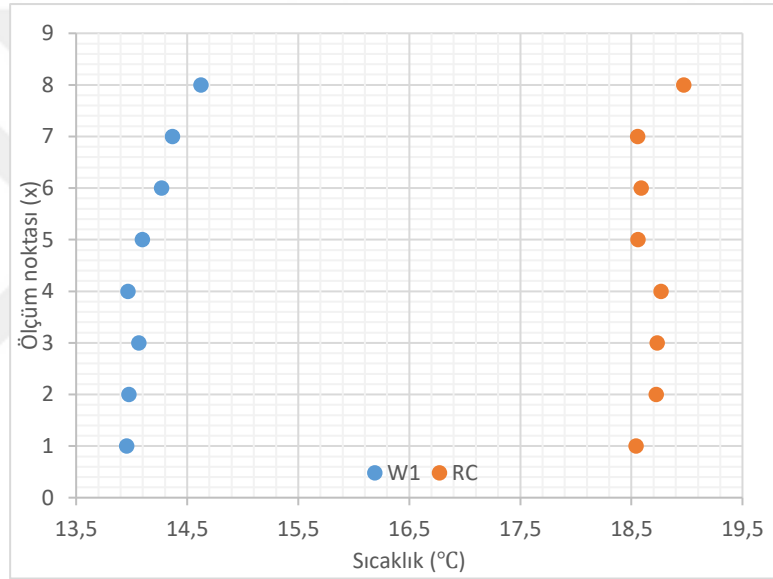
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



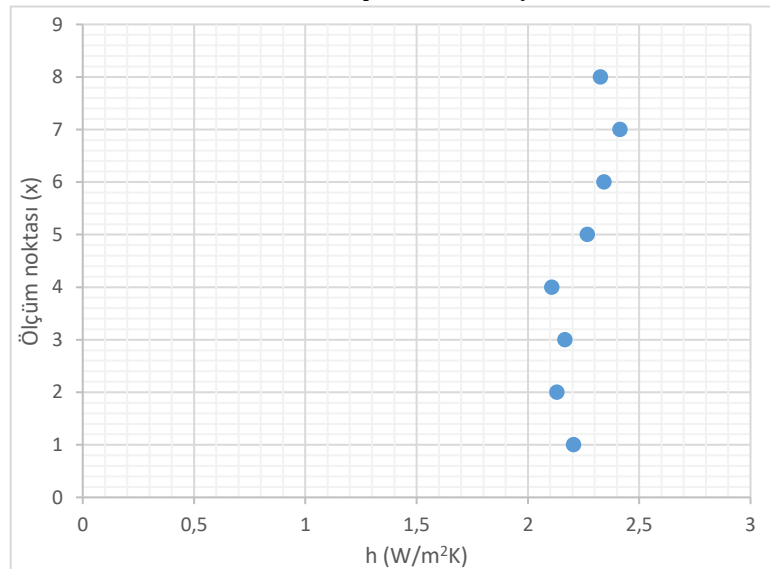
Tablo 4.10 Durum 2 (W1W1T1.2)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.2		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.25		32.6	22.5	10.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.2	18.8	18.7	20.7	7.29	4.88	2.26

Yerel Sıcaklıklar



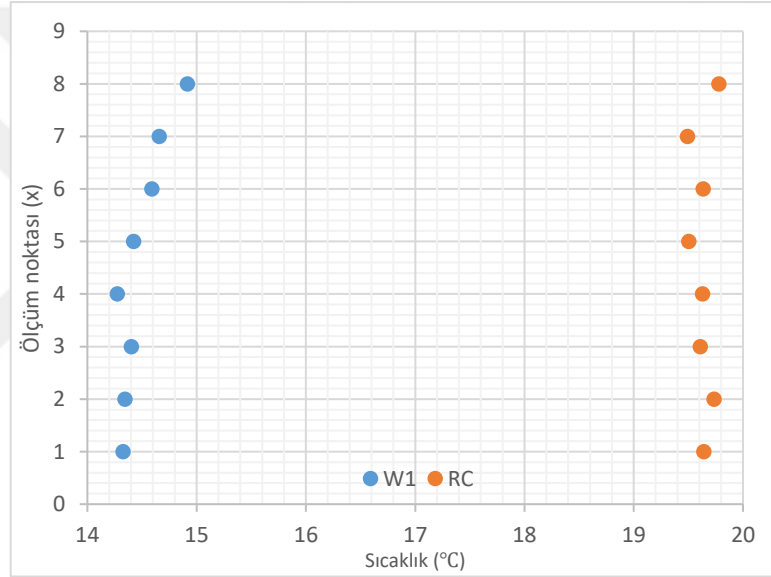
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



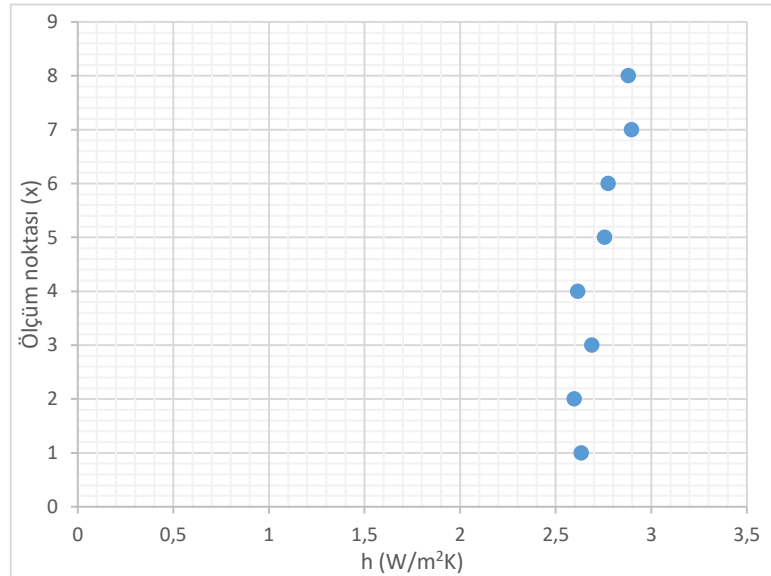
Tablo 4.11 Durum 2 (W1W1T1.3)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.3		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.5		38.0	24.0	14.0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.5	19.4	19.7	23.6	7.36	4.90	2.71

Yerel Sıcaklıklar



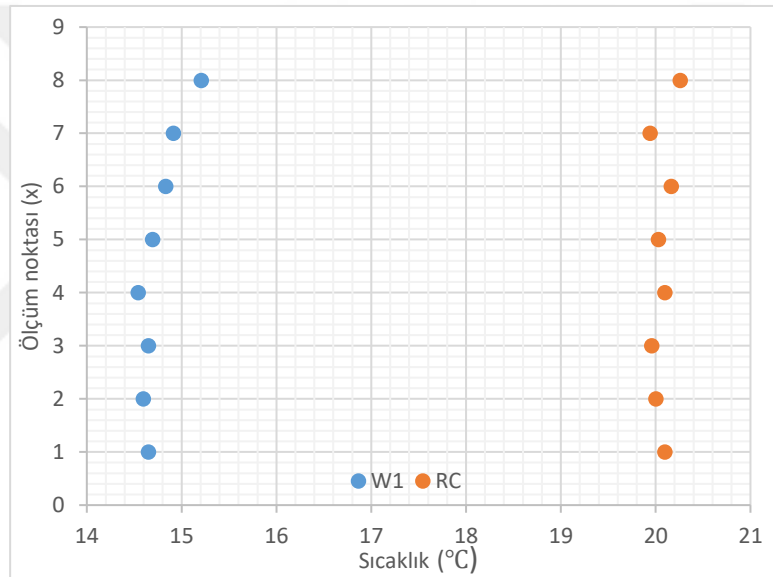
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



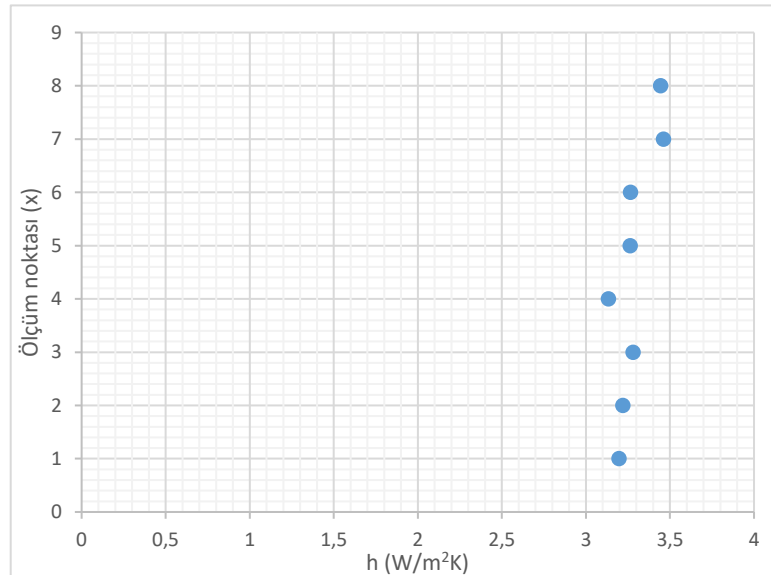
Tablo 4.12 Durum 2 (W1W1T1.4)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.4		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		1		42.0	24.6	17.4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.8	19.8	20.1	24.8	7.85	4.92	3.25

Yerel Sıcaklıklar



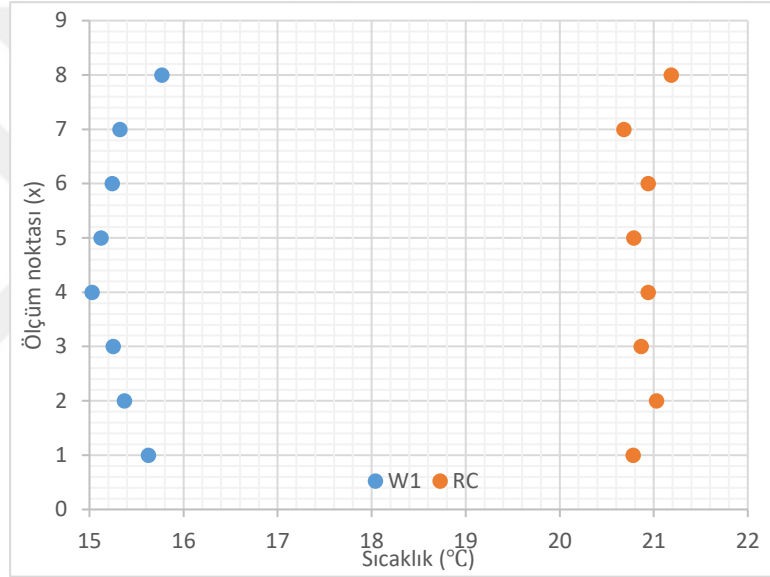
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



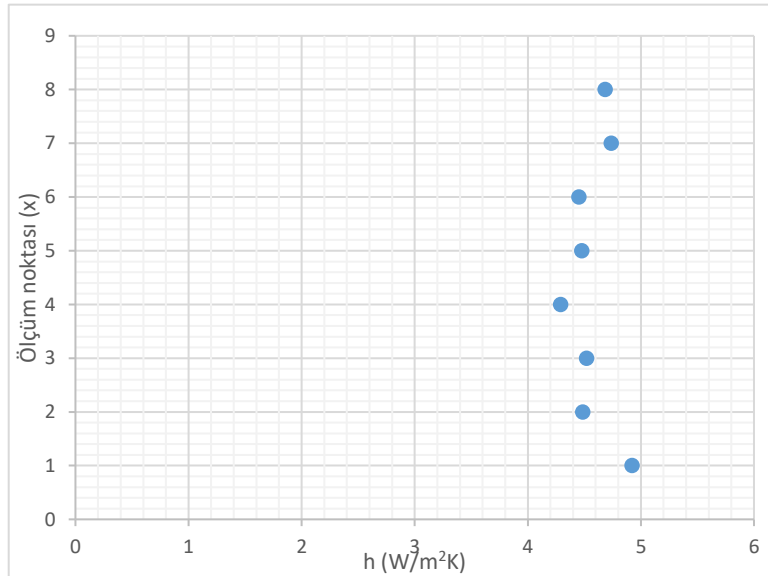
Tablo 4.13 Durum 2 (W1W1T1.5)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.5		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		2.5		50.2	24.8	25.4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.3	20.3	20.9	25.2	9.00	4.96	4.55

Yerel Sıcaklıklar



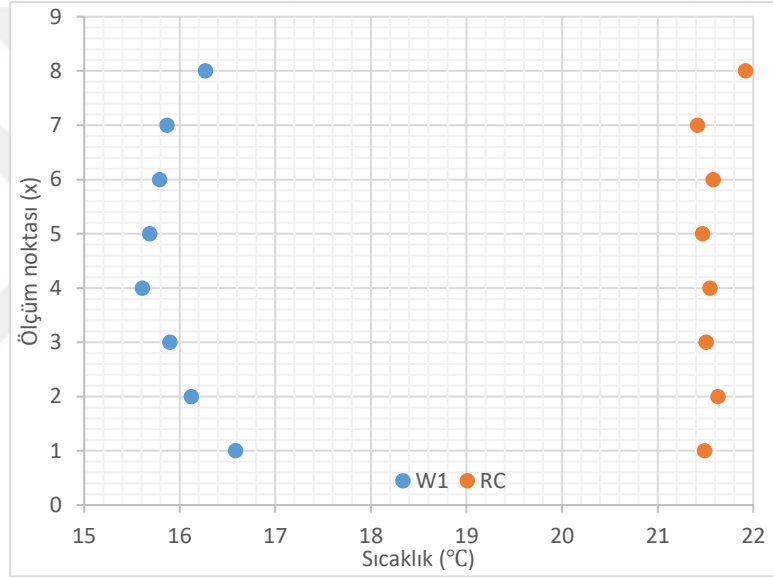
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



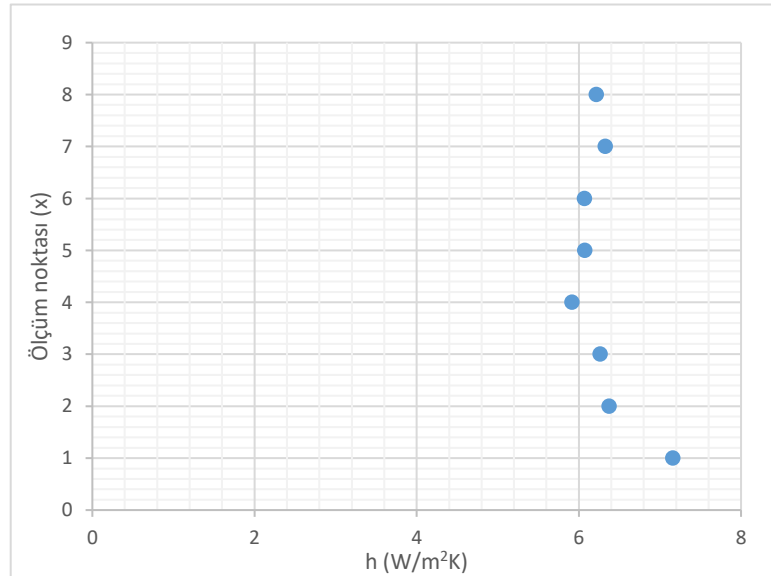
Tablo 4.14 Durum 2 (W1W1T1.6)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.6		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		5		60.6	25.5	35.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.9	21.0	21.6	25.4	10.65	5.00	6.17

Yerel Sıcaklıklar



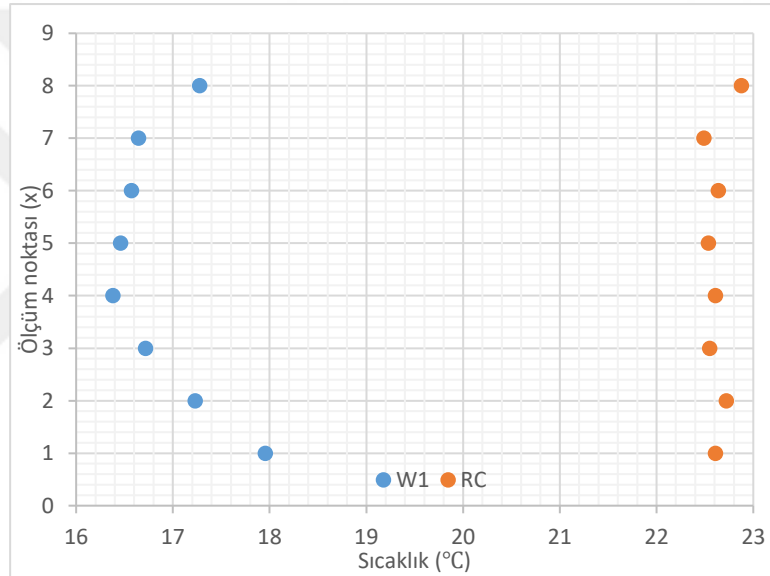
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



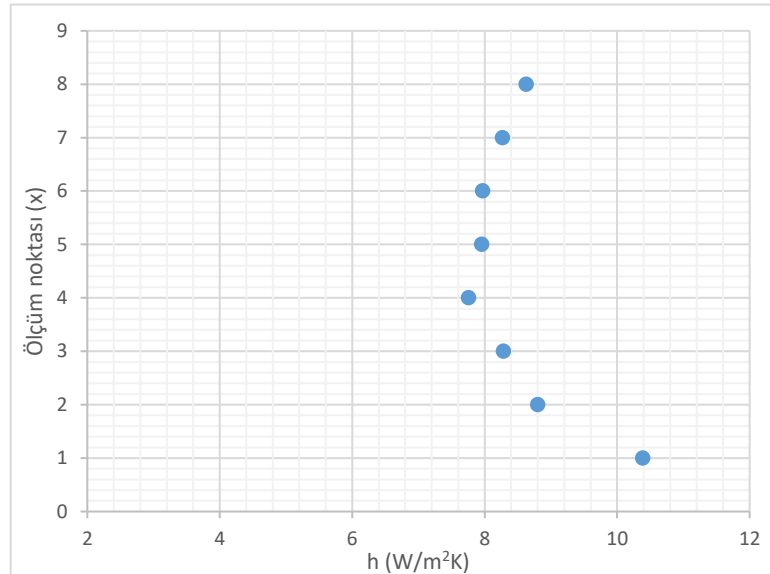
Tablo 4.15 Durum 2 (W1W1T1.7)'den elde edilen sonuçlar

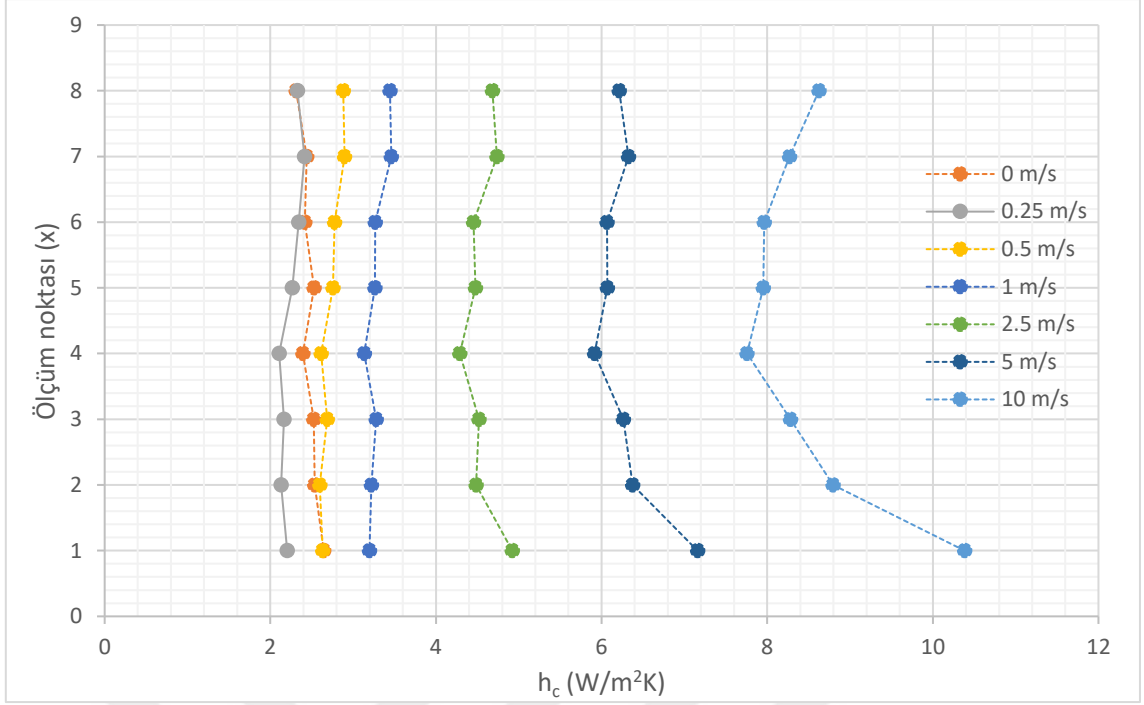
Deney Kodu:		W1W1T1.7		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		10		75.1	26.8	48.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
16.8	22.1	22.6	25.5	12.74	5.06	8.20

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları

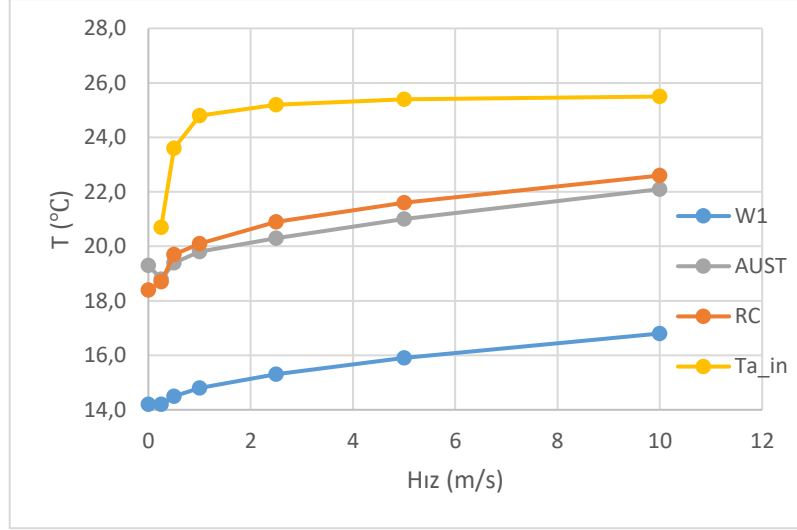




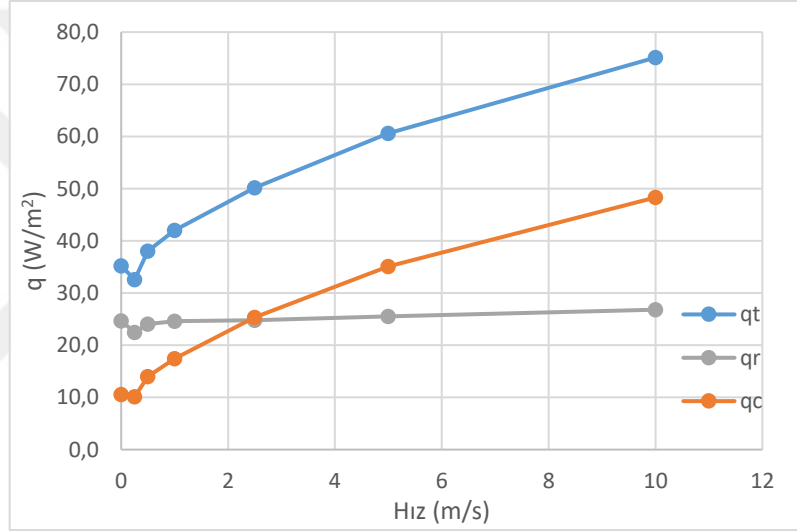
Şekil 4.8 Durum 2'de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi

Şekil 4.8'de Durum 2 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için yerel ısı taşınım katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Durum 2 deneyinde, Durum 1'deki hava giriş sıcaklığından daha yüksek hava sıcaklıkları gönderilmiştir. Şekil 4.8'e bakıldığında Durum 1'dekine benzer yerel $h_{c,x}$ değişimleri görülmektedir. 10 m/s hızında Durum 1'e nazaran havanın ilk temas noktası (x1 ölçüm noktasındaki) yerel $h_{c,x}$ 'in diğer noktalara göre farklılığı daha fazla açığa çıktığı yorumu yapılabilir. Durum 1'de görülen ortası basık eğimli profil burada da görülmektedir.

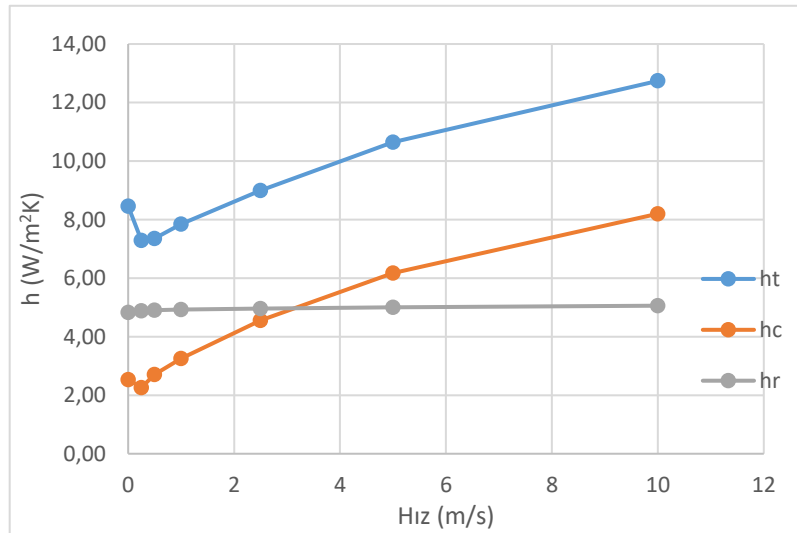
Şekil 4.9'de Durum 2 deney sonuçlarında elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Durum 1 deney sonuçlarında gözlemlenen hava hızına bağlı taşınım ile ısı geçişindeki genel artış eğilimi burada da gözükmemektedir. Düşük hava hızlarında, taşınım ile ısı geçişinde görülen azalma, burada nispeten küçülse de devam etmektedir. Durum 1'de de görülen ısı geçişindeki neredeyse sabit hal, burada da görülmektedir. Duvar sıcaklıklarındaki değişimin nispeten düşük olması, ısı ile ısı geçişinde de değişikliğin küçük olmasına sebep olmuştur. Toplam ısı geçişinin büyük kısmı ısı ile ısı geçişindeki neredeyse sabit hal, toplam ısı geçişindeki değişimin neredeyse tamamının taşınım ile ısı geçişindeki değişime bağlı gerçekleştiğini göstermektedir.



(a)



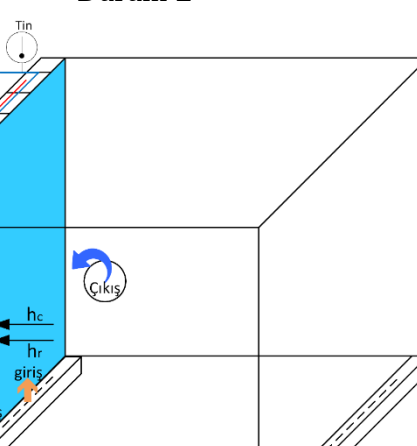
(b)



(c)

Şekil 4.9 Durum 2 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi

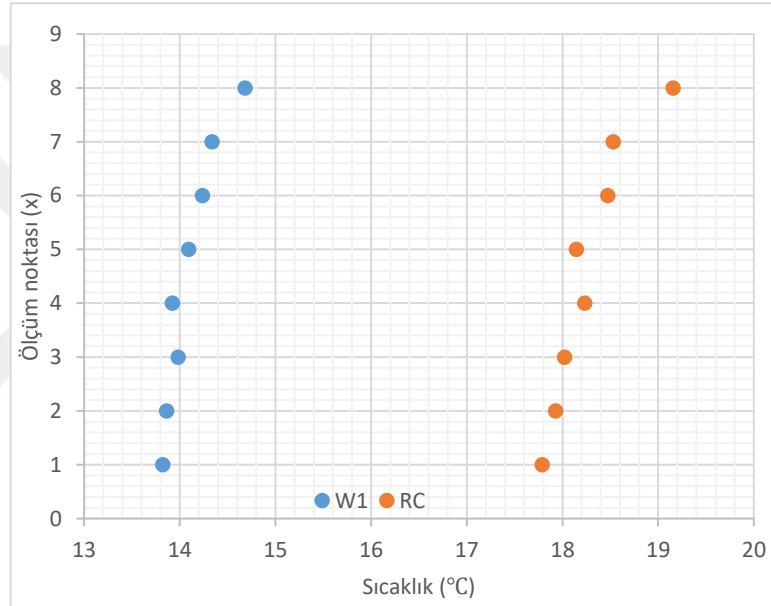
		U	AGH	W1
--	--	---	-----	----

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACh 1/h	W_{1T} °C
Durum 2	W1W1T1.1	0	0	14.2
	W1W1T1.2	0.25	0.27	14.2
	W1W1T1.3	0.5	1.07	14.5
	W1W1T1.4	1	2.69	14.8
	W1W1T1.5	2.5	7.52	15.3
	W1W1T1.6	5	15.6	15.9
	W1W1T1.7	10	31.7	16.8

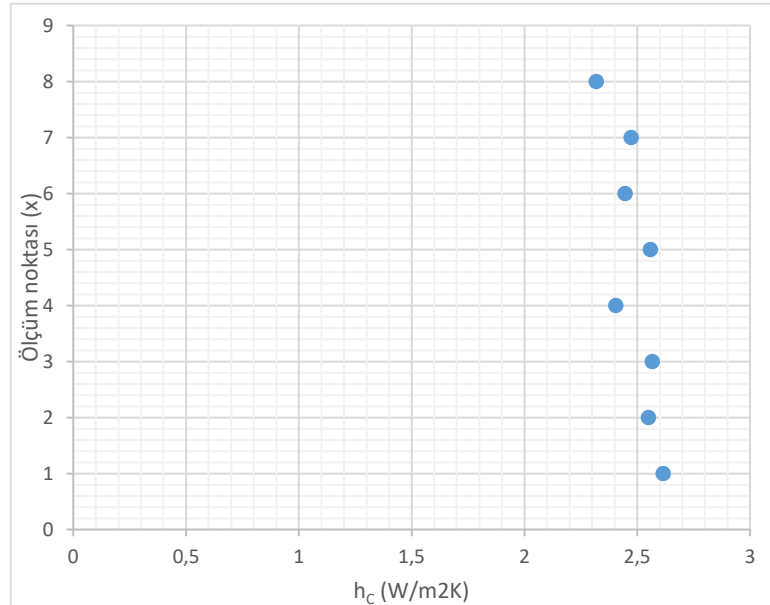
Tablo 4.17 Durum 3 (W1W1T2.1)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.1		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s):		0		34.4	24.1	10.4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.2	19.1	18.2	-	8.48	4.91	2.55

Yerel Sıcaklıklar



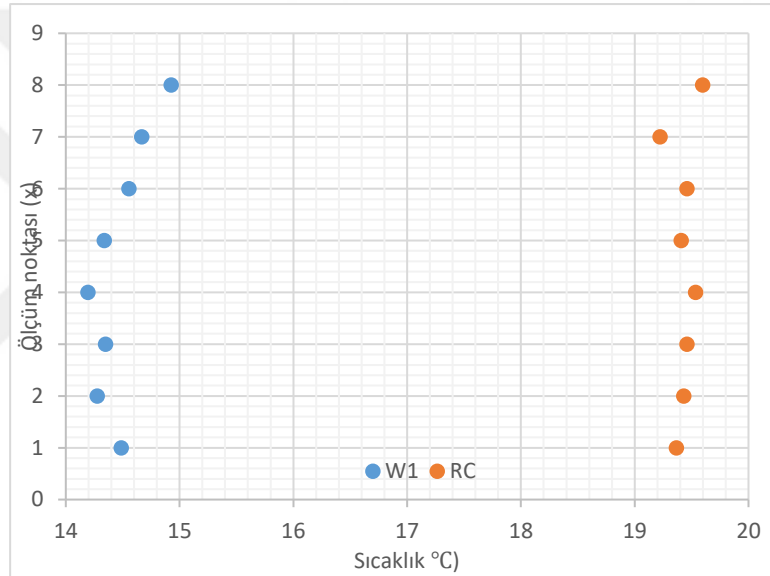
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



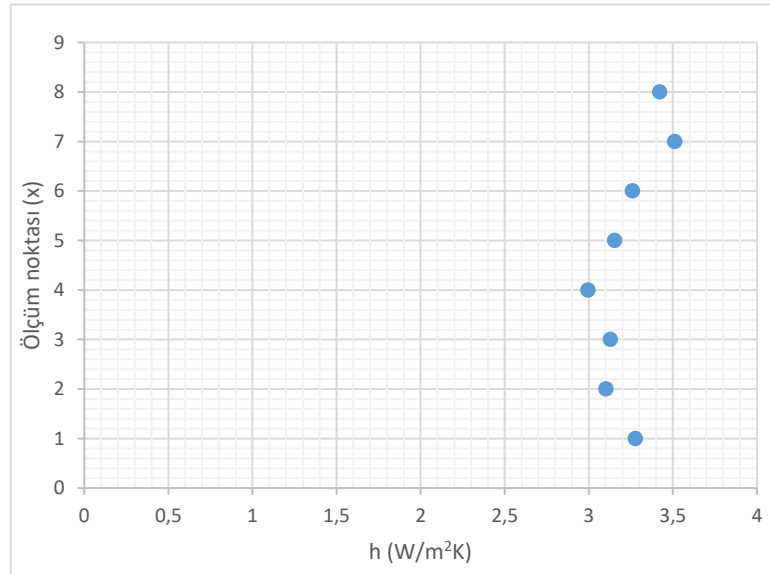
Tablo 4.18 Durum 3 (W1W1T2.2)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.2		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.25		38.7	22.7	16.0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.5	19.1	19.5	23.6	7.70	4.93	3.18

Yerel Sıcaklıklar



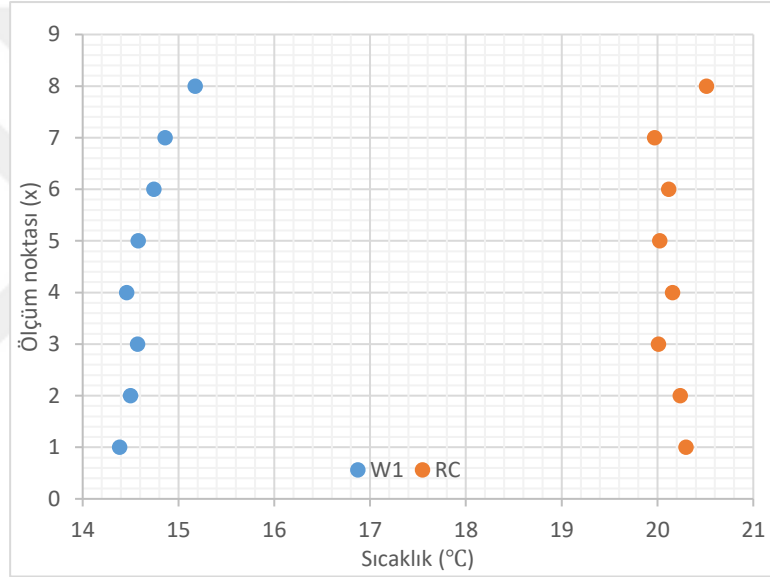
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



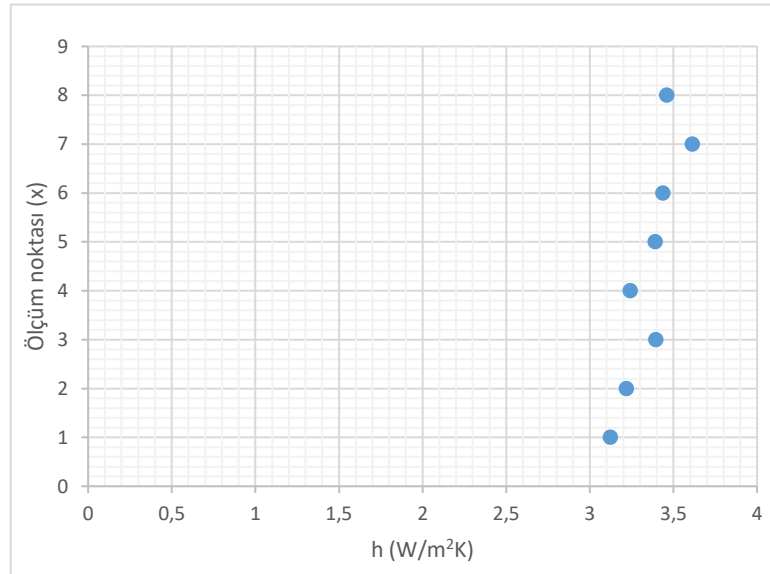
Tablo 4.19 Durum 3 (W1W1T2.3)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.3		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.5		43.2	24.8	18.5
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.7	19.8	20.2	25.1	7.82	4.90	3.34

Yerel Sıcaklıklar



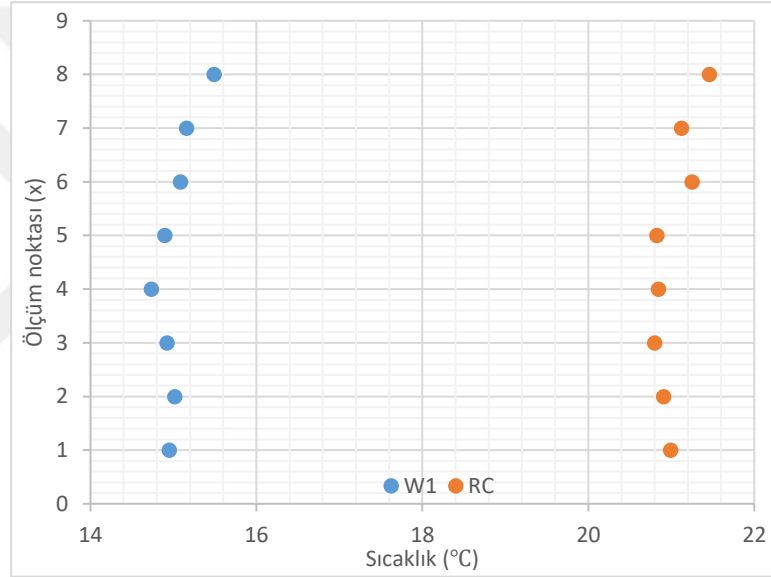
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



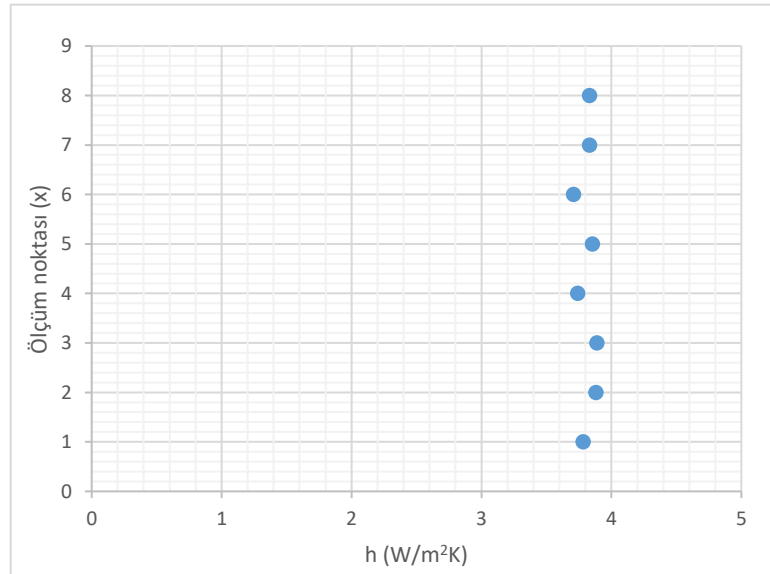
Tablo 4.20 Durum 3 (W1W1T2.4)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.4		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		1		48.9	26.1	22.9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.0	20.3	21.0	26.2	8.18	4.88	3.82

Yerel Sıcaklıklar



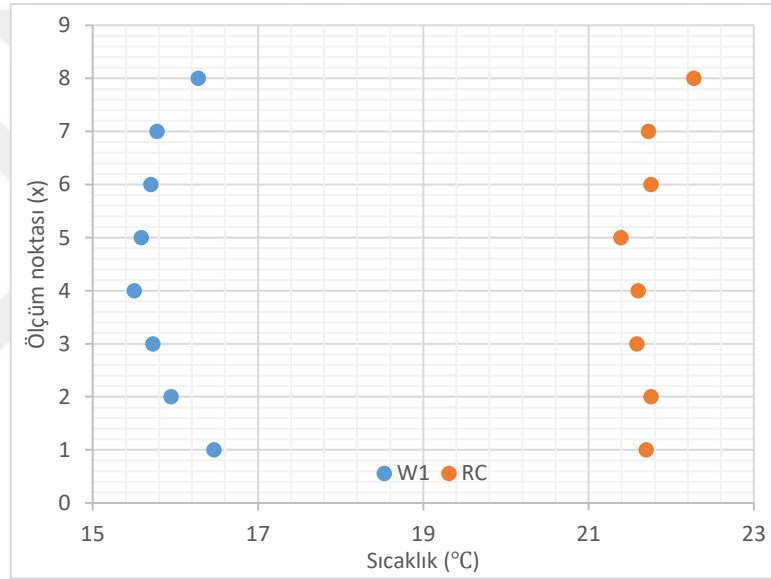
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



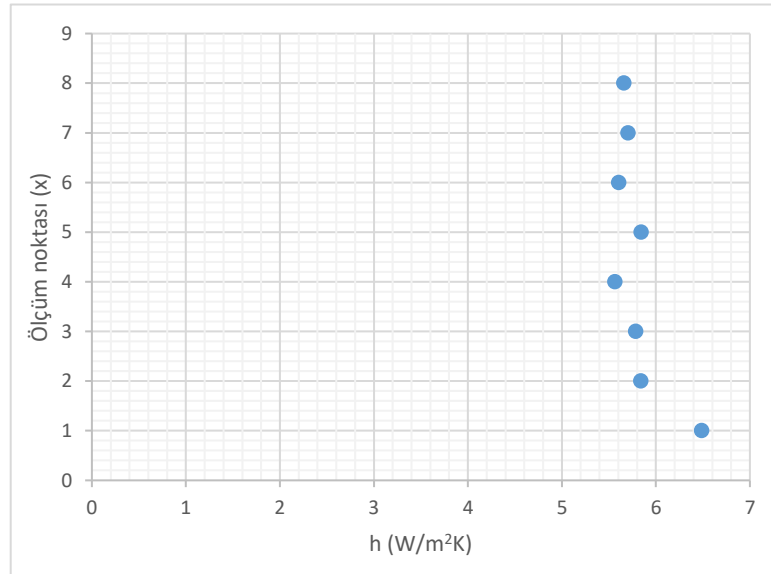
Tablo 4.21 Durum 3 (W1W1T2.5)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.5		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		2.5		61.2	27.3	33.9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.8	21.3	21.8	27.7	10.23	4.99	5.67

Yerel Sıcaklıklar



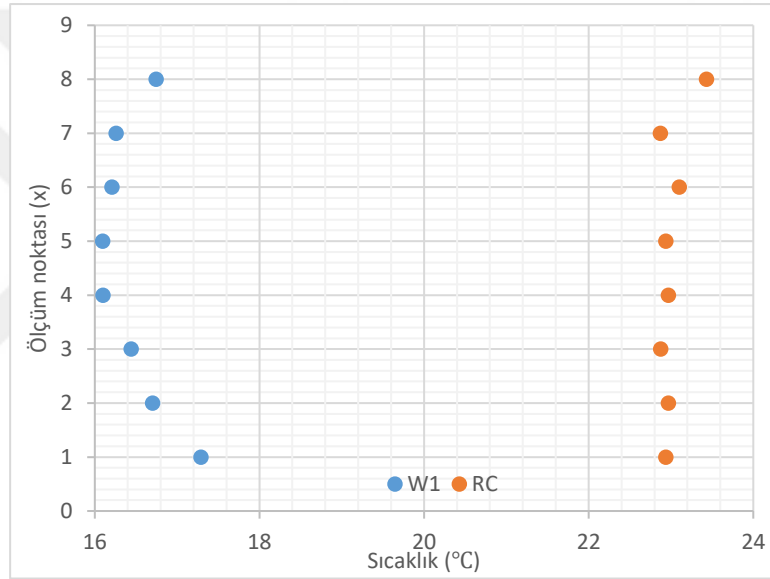
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



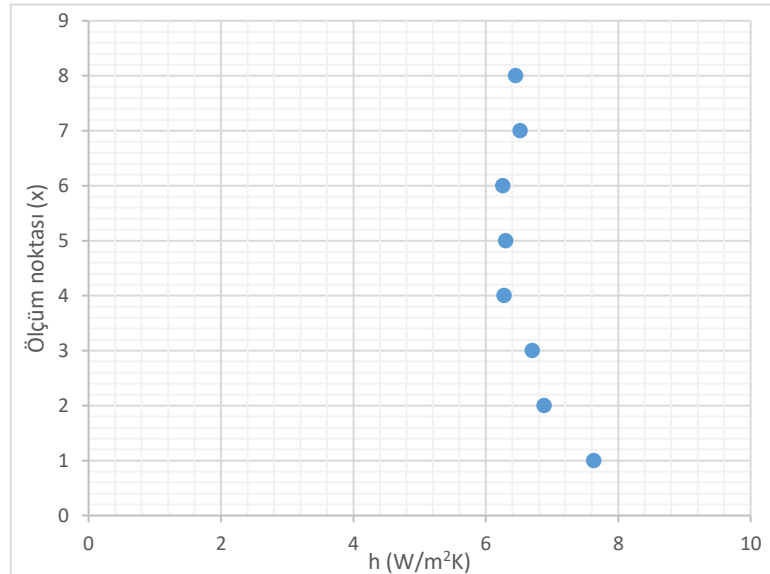
Tablo 4.22 Durum 3 (W1W1T2.6)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.6		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		5		73.1	30.0	43.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
16.4	22.3	23.0	28.0	10.99	5.05	6.48

Yerel Sıcaklıklar



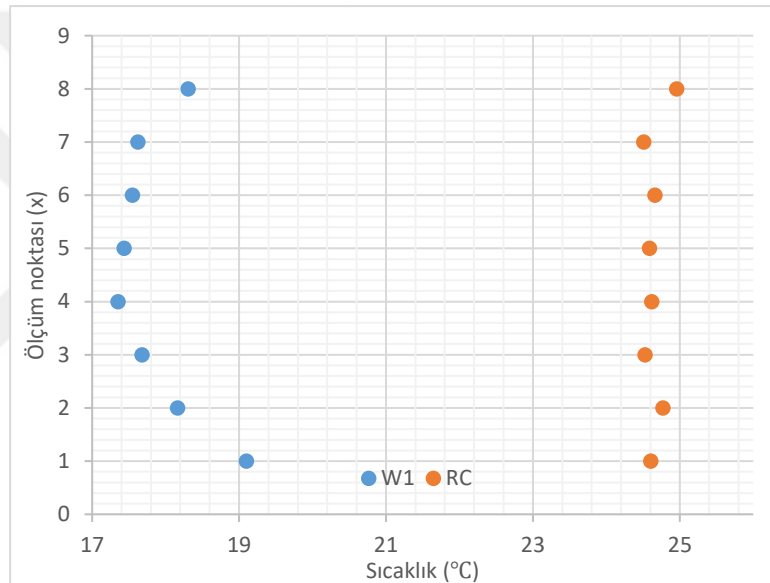
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



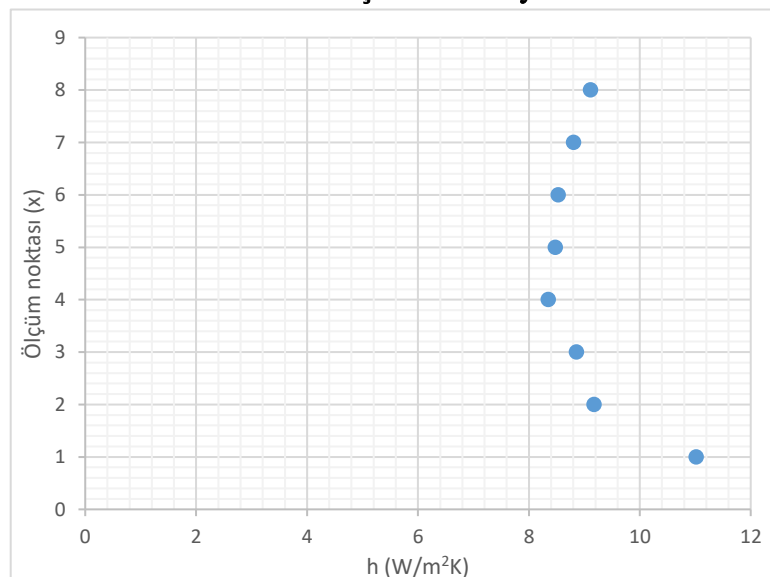
Tablo 4.23 Durum 3 (W1W1T2.7)'den elde edilen sonuçlar

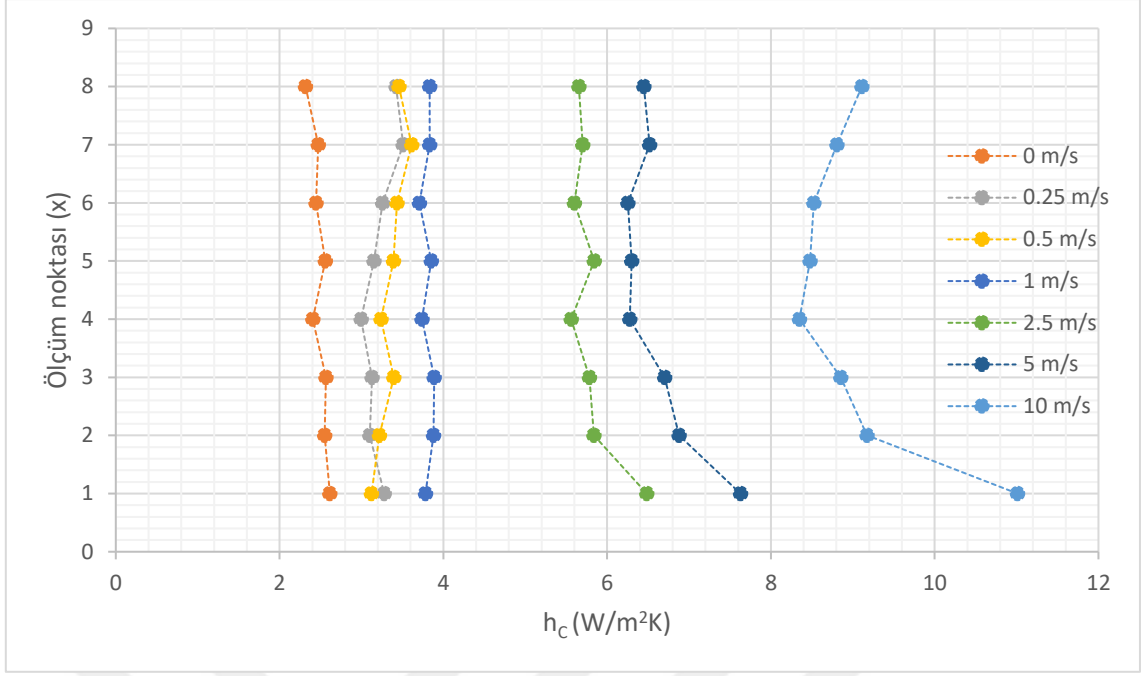
Deney Kodu:		W1W1T2.7		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		10		92.8	32.2	60.6
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
17.7	24.0	24.7	28.0	13.36	5.08	8.73

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları

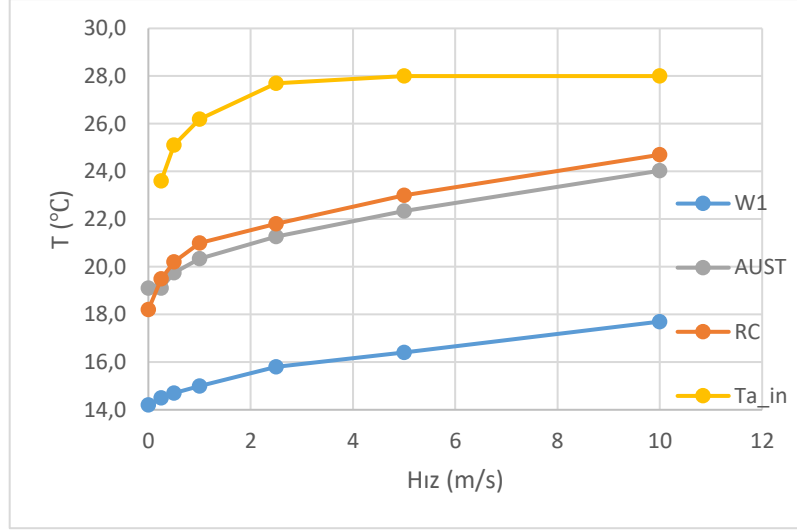




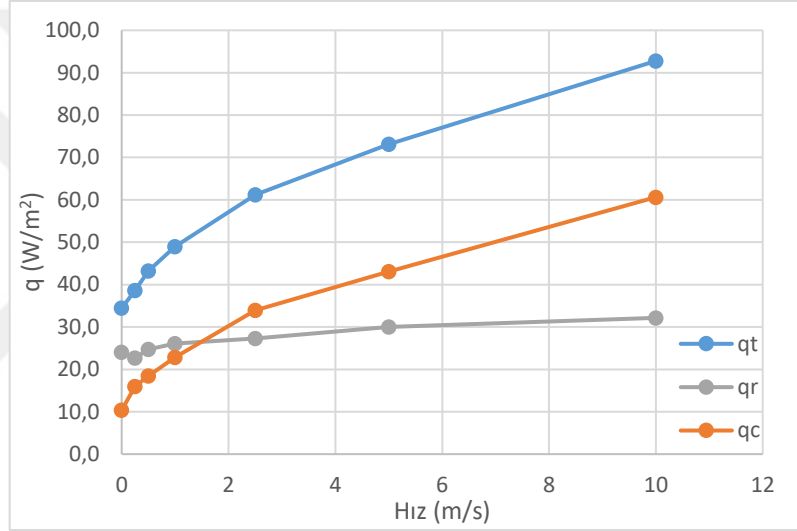
Şekil 4.11 Durum 3'de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi

Şekil 4.11'de Durum 3 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için yerel ısı taşınım katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Durum 3 deneylerinde Durum 1'deki hava giriş sıcaklığından daha yüksek hava sıcaklıkları gönderilmiştir.

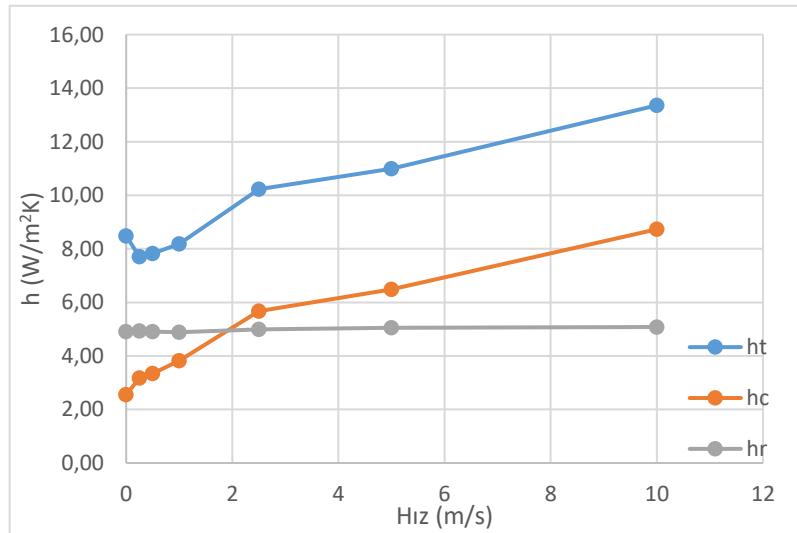
Şekil 4.12'de Durum 3 deney sonuçlarında elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akıları ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Durum 1 ve 2 deney sonuçlarında gözlemlenen hava hızının ısı geçişine geliştirici etkisiyle taşınım ile ısı geçişindeki genel artış eğilimi burada da gözlemlenmektedir. Şekil 4.12a daha detaylı incelenirse, düşük hava hızlarında, giriş hava sıcaklığı ($T_{a,in}$), daha düşük olmaktadır. Aynı değişim Durum 1 ve Durum 2'de de gözlenmektedir. Düşük hava hızlarında, yalıtımsız metal hava kanalı bitişik soğuk duvar ve ortam sıcaklığından etkilenmekte ve içindeki havanın sıcaklığını düşürmektedir. Yüksek hava sıcaklıklarında bu etki gücünü yitirse de düşük hava hızlarında bu sıcaklık düşüşü yalıtımsız metal bir hava kanalında kaçınılmazdır.



(a)



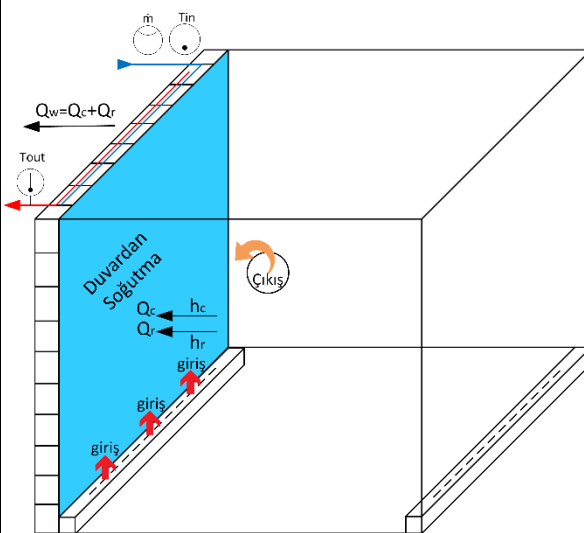
(b)



(c)

Şekil 4.12 Durum 3 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi

Tablo 4.24 Durum 3 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar

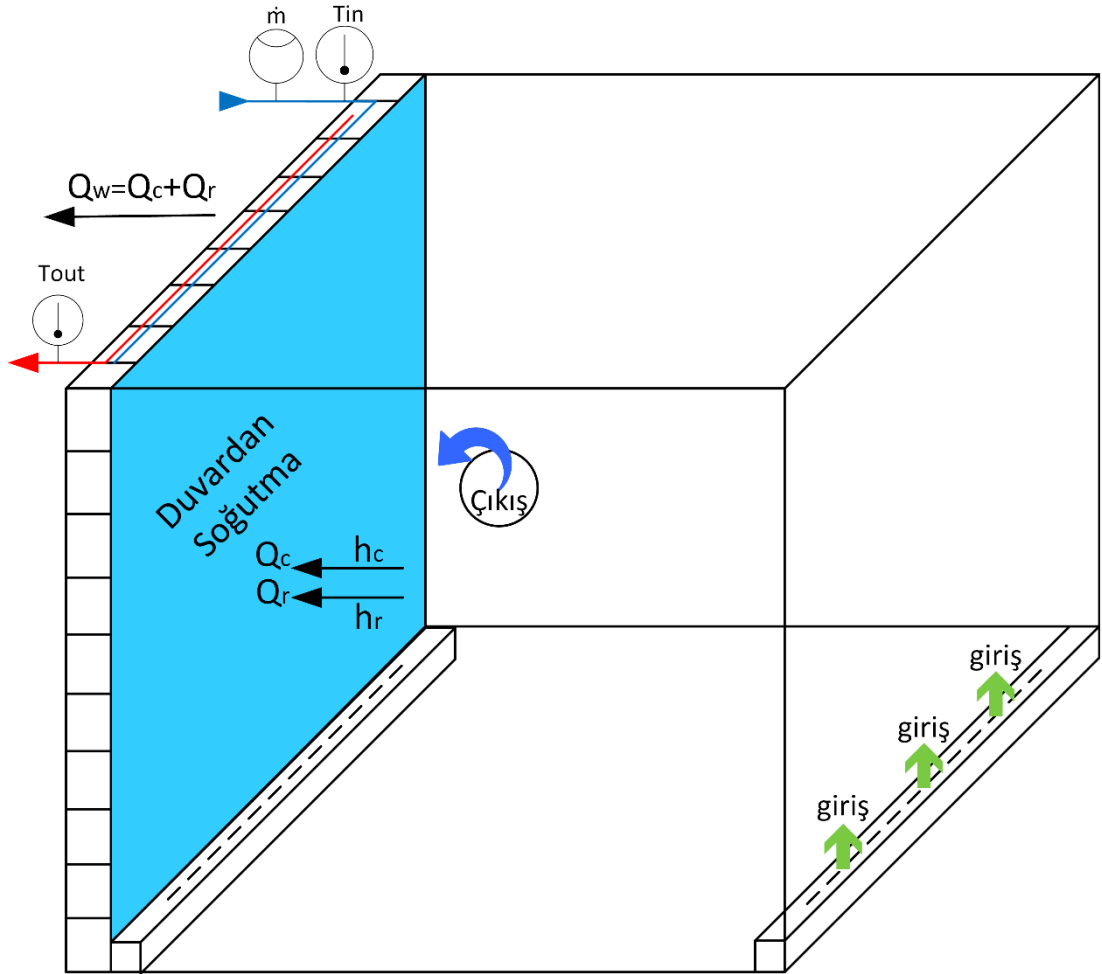
Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH 1/h	W1 °C	AUST °C	RC °C	T_{ain} °C	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
Durum 3 	W1W1T2.1	0	0	14.2	19.1	18.2	-	-167.4	-117.0	-50.4	8.48	4.91	2.55
	W1W1T2.2	0.25	0.27	14.5	19.1	19.5	23.6	-187.9	-110.2	-77.7	7.70	4.93	3.18
	W1W1T2.3	0.5	1.07	14.7	19.8	20.2	25.1	-210.0	-120.3	-89.7	7.82	4.90	3.34
	W1W1T2.4	1	2.69	15.0	20.3	21.0	26.2	-237.9	-126.8	-111.1	8.18	4.88	3.82
	W1W1T2.5	2.5	7.52	15.8	21.3	21.8	27.7	-297.3	-132.5	-164.8	10.23	4.99	5.67
	W1W1T2.6	5	15.6	16.4	22.3	23.0	28.0	-355.2	-145.7	-209.5	10.99	5.05	6.48
	W1W1T2.7	10	31.7	17.7	24.0	24.7	28.0	-450.9	-156.3	-294.7	13.36	5.08	8.73

4.5 Durum 4 Deney Sonuçları

Durum 4: Radyant soğutma uygulamasının Duvar-1'den yapıldığı ve sıcaklık şartlandırılması yapılmayan havalandırmanın da karşı duvara (Duvar-3) bitişik hava kanalından Şekil 3.2'de gösterildiği gibi uygulandığı durumdur. Durum 4, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin iç duvar olduğu, Duvar-1'in dış duvar olduğu ve dolaşım havasının karşı iç duvara (Duvar-3) bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar 1'den radyant soğutma yapıldığı ve dolaşım havasının karşı duvara (Duvar 3) bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

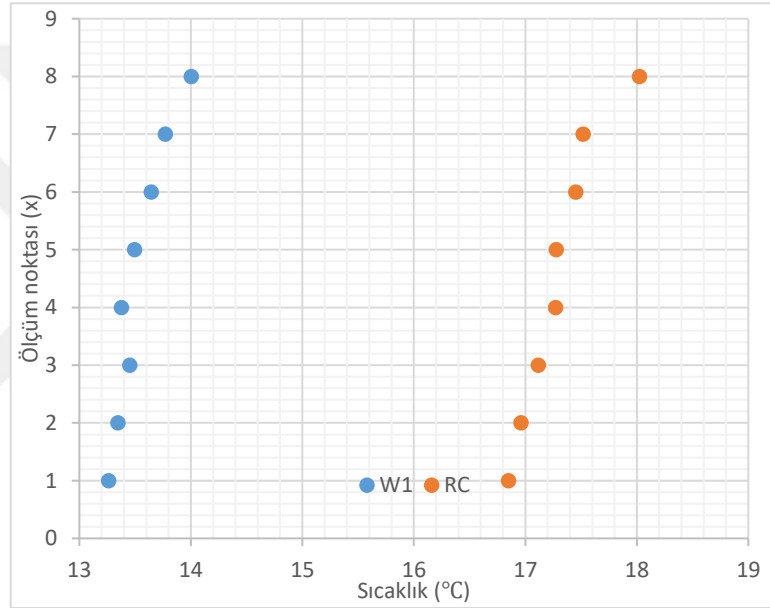


Şekil 4.13 Durum 4 şematik gösterim

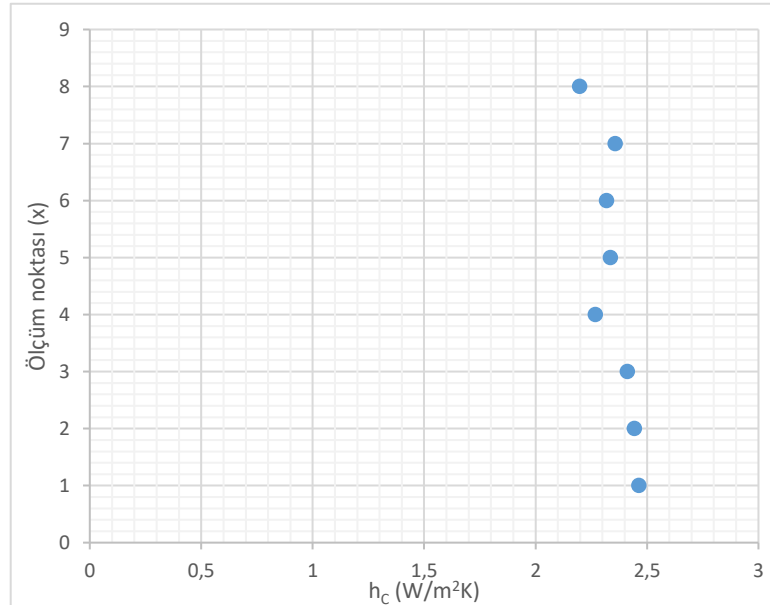
Tablo 4.25 Durum 4 (W1W3T0.1)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.1		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s):		0		30.4	21.6	8.8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.6	18.1	17.2	-	8.31	4.80	2.41

Yerel Sıcaklıklar



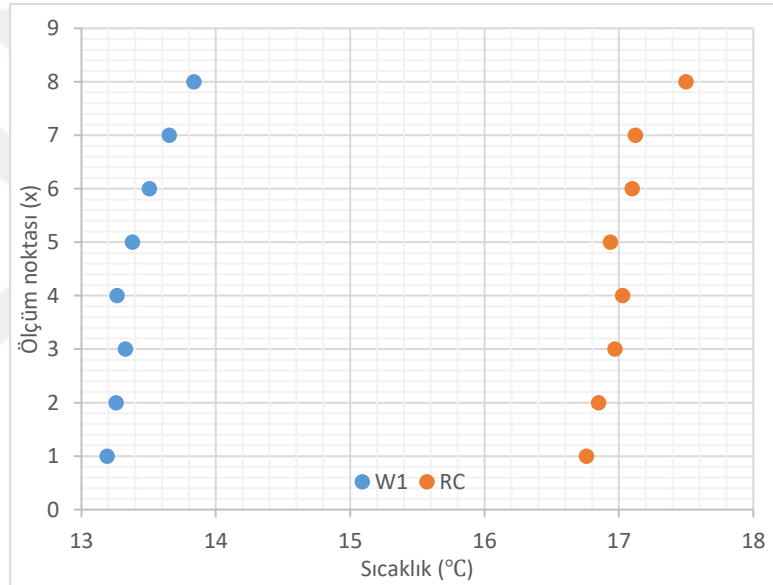
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



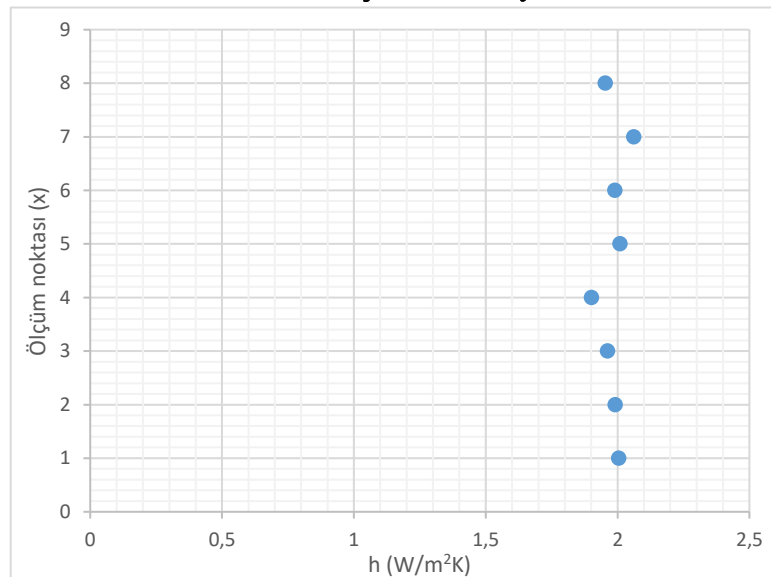
Tablo 4.26 Durum 4 (W1W3T0.2)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.2		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.25		27.2	20.0	7.2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.5	17.6	17.0	16.6	7.68	4.89	2.02

Yerel Sıcaklıklar



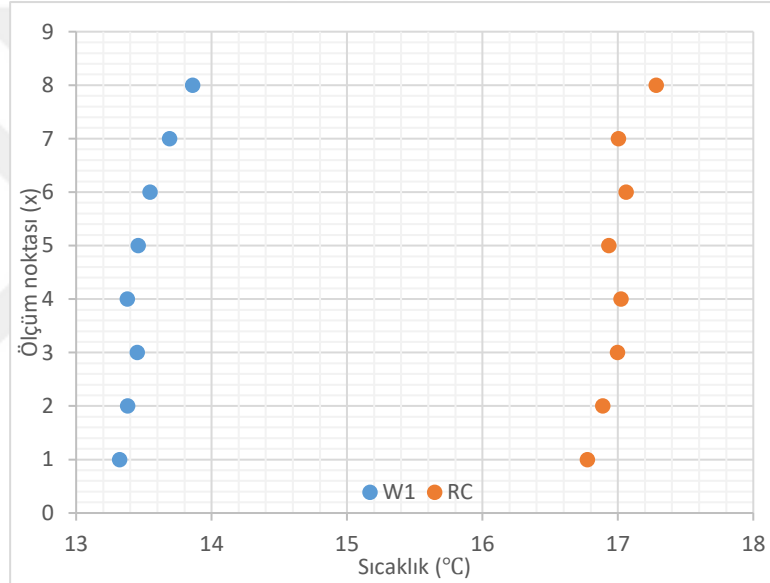
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



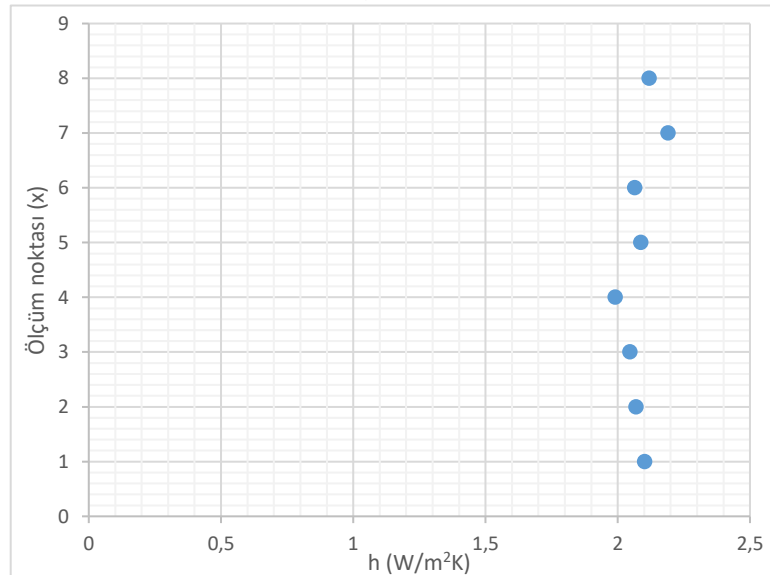
Tablo 4.27 Durum 4 (W1W3T0.3)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.3		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.5		25.9	18.7	7.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.5	17.4	17.0	17.3	7.55	4.79	2.11

Yerel Sıcaklıklar



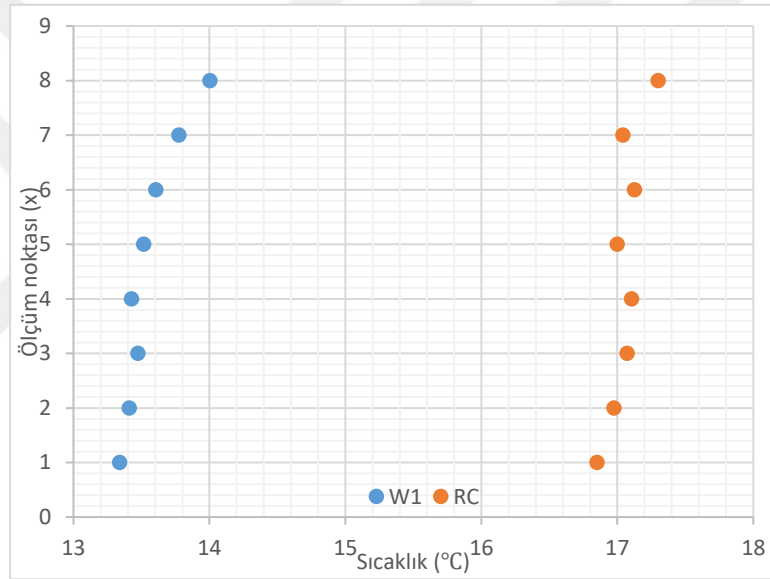
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



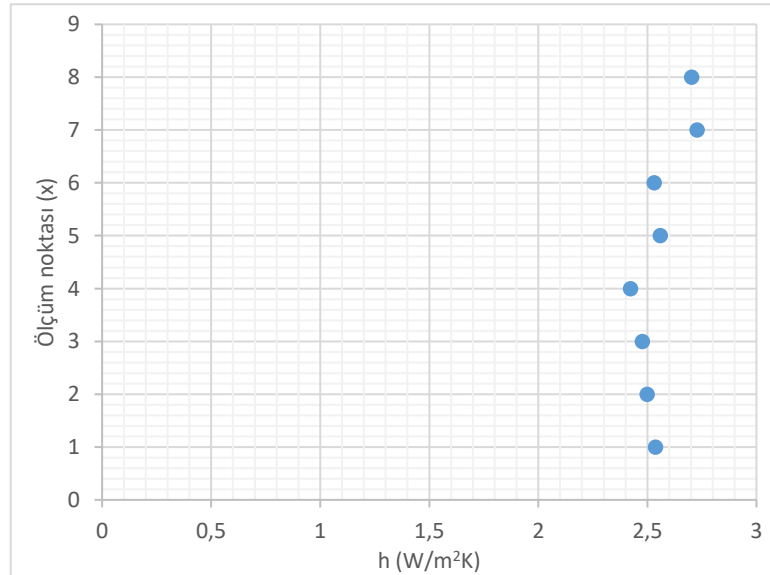
Tablo 4.28 Durum 4 (W1W3T0.4)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.4		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		1		27.1	18.2	8.9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.6	17.4	17.0	17.6	7.88	4.80	2.59

Yerel Sıcaklıklar



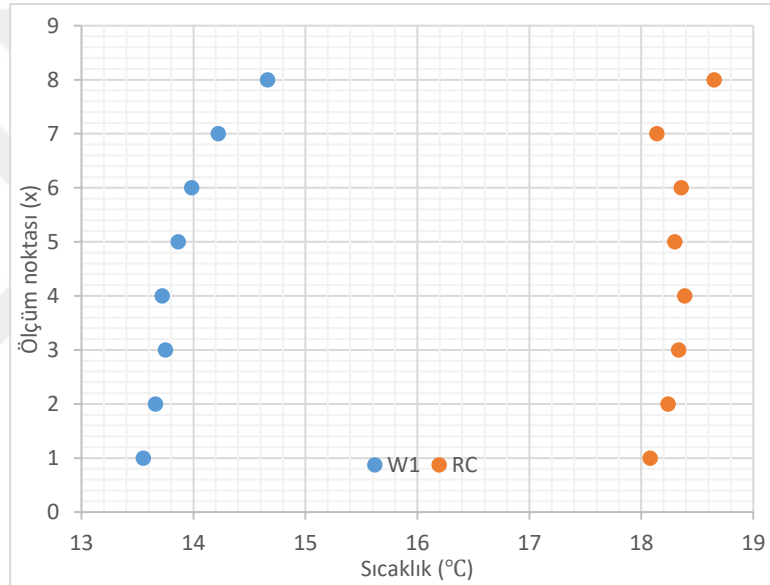
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



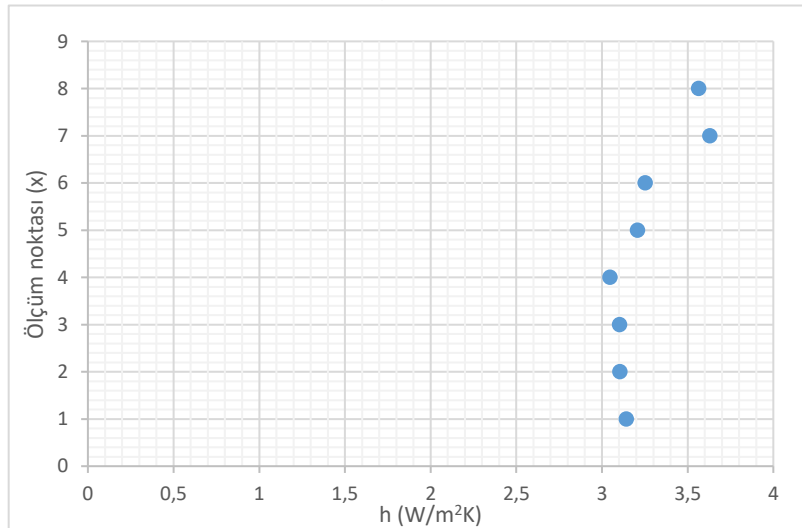
Tablo 4.29 Durum 4 (W1W3T0.5)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.5		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		2.5		34.7	20.5	14.2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.0	18.2	18.3	21.0	8.02	4.87	3.29

Yerel Sıcaklıklar



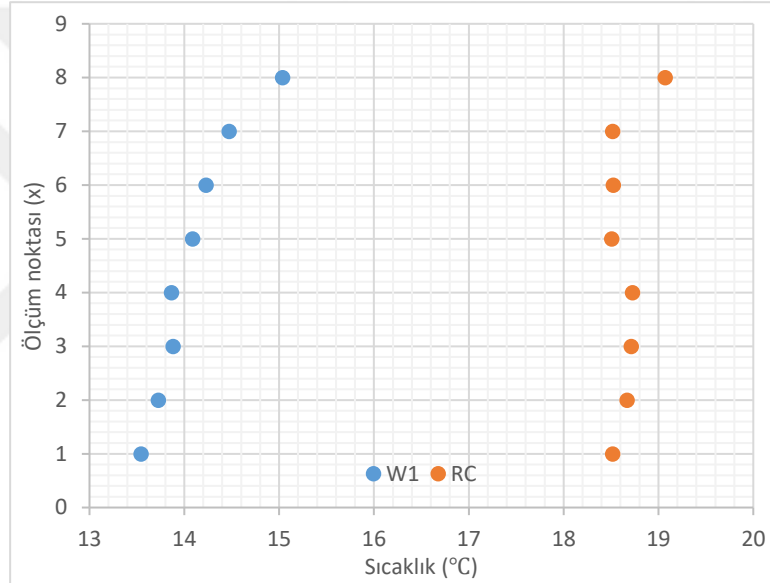
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



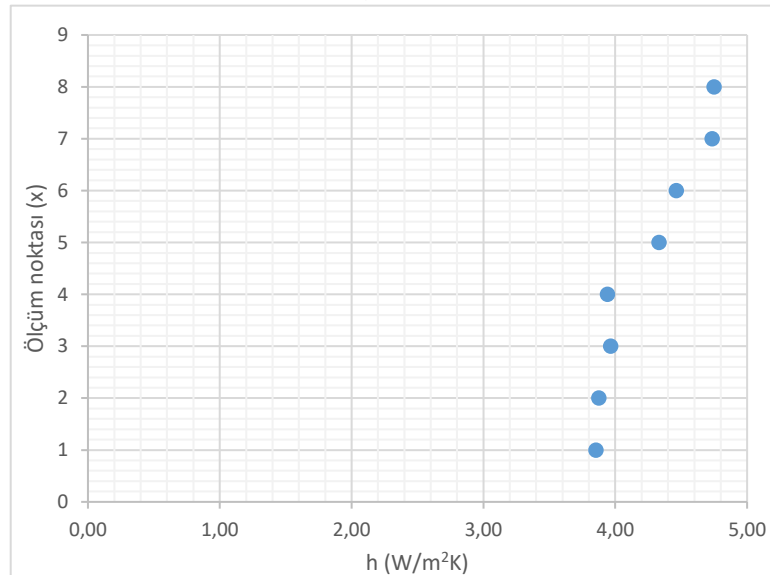
Tablo 4.30 Durum 4 (W1W3T0.6)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.6		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		5		40.7	21.5	19.2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.2	18.6	18.7	20.4	9.10	4.89	4.29

Yerel Sıcaklıklar



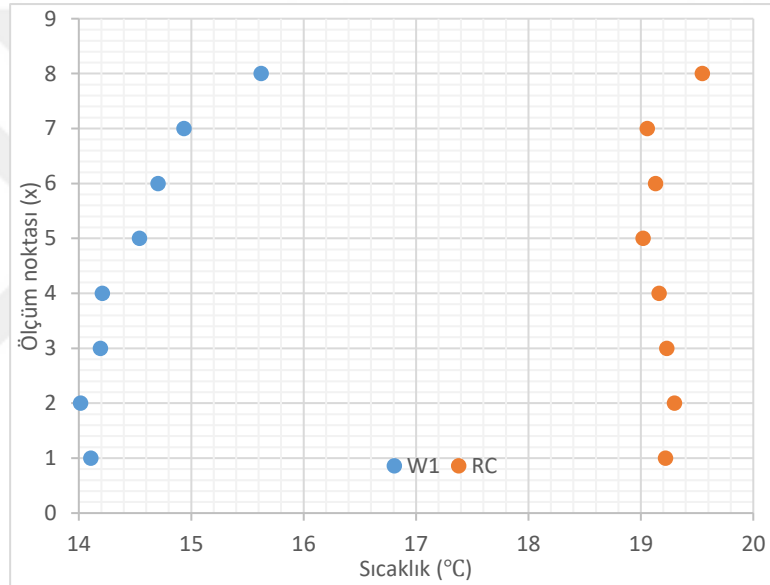
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



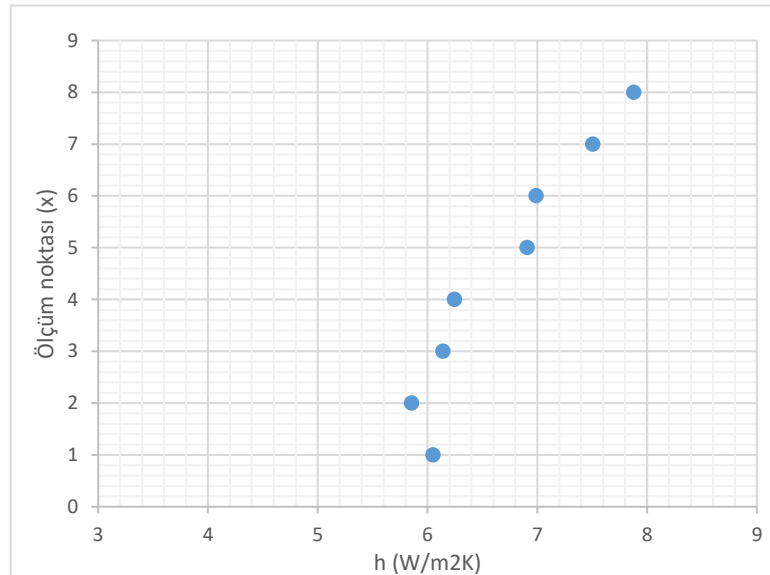
Tablo 4.31 Durum 4 (W1W3T0.7)'den elde edilen sonuçlar

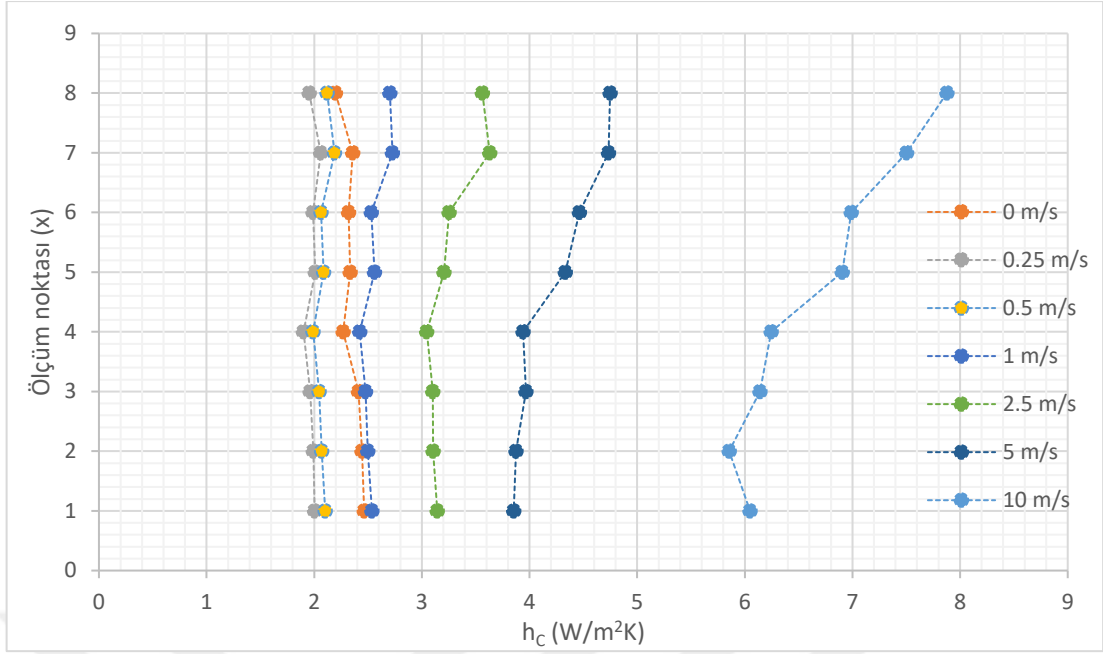
Deney Kodu:		W1W3T0.7		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		10		52.8	21.9	30.9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.6	19.1	19.2	20.8	11.42	4.86	6.69

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları

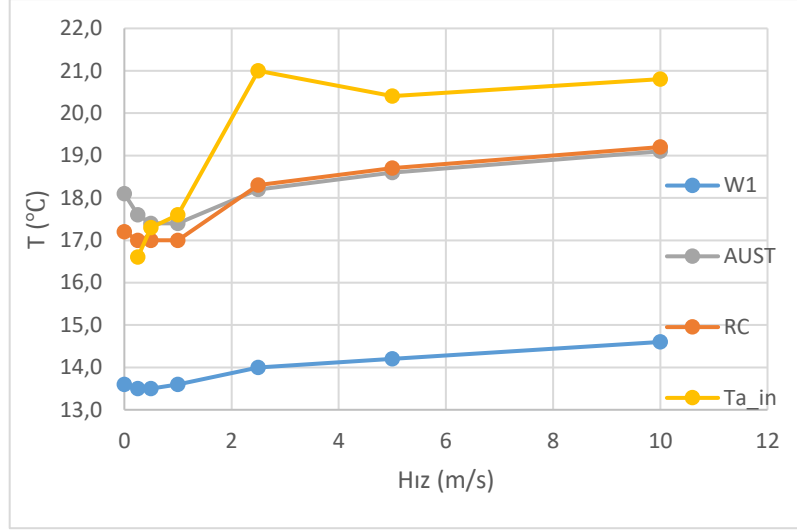




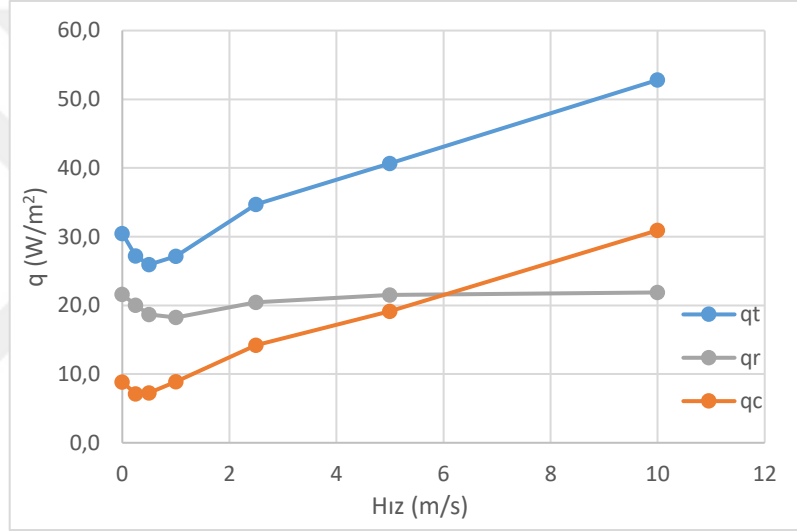
Şekil 4.14 Durum 4'de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi

0, 0.25, 0.5 m/s hava hızlarında düşey değişim nispeten görülmemektedir (Şekil 4.14). 1, 2.5, 5 ve 10 m/s' hızlarında yapılan deneylerde, düşey değişim hız arttıkça daha belirgin hale gelmektedir. En belirgin düşey $h_{c,x}$ değişimine sahip 10 m/s hızında oluşan deney sonuçları üzerine değerlendirme yapılacak olursa, tavana en yakın ölçüm noktası x8'de en yüksek $h_{c,x}$ değeri elde edilmekte ve bu değer tavandan uzaklaştıkça nerdeyse lineer bir eğimle düşmektedir. Durum 4'de havalandırmanın karşıt duvara bitişik ve duvara paralel tavan yönünde yapıldığı düşünüldüğünde, hava akışının tavan üzerinden dönerek radyant duvara yaklaşması beklenmektedir. Bu dönüş hareketinin, hava hızına bağlı olarak radyant duvarda tavandan itibaren daha aşağı hizalardaki ölçüm noktalarına etki etmesi de Şekil 4.14 üzerinde görülmektedir. Durum 4 ve 5 için geçerli oda içerisindeki hava hareketinin tahmini gösterimi Şekil 4.18'de verilmiştir.

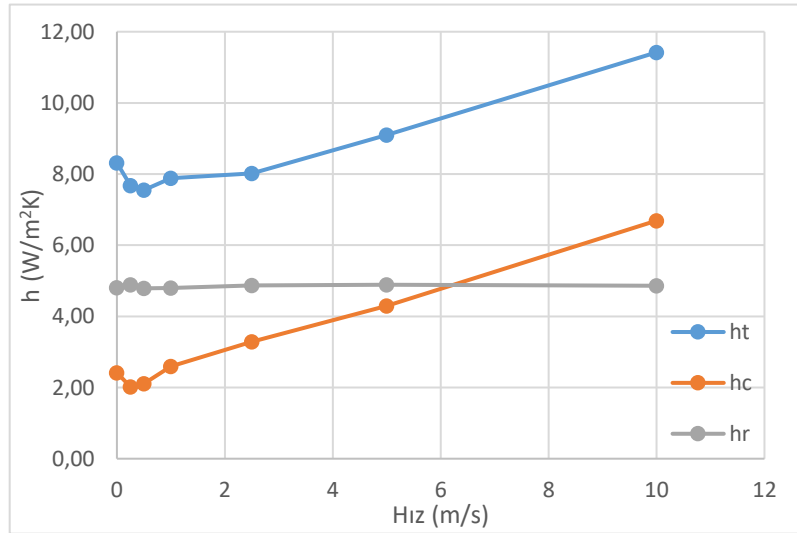
Şekil 4.15'de Durum 4 için ortalama sıcaklıklar, ısı akıları ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Düşük hava hızları hariç genel itibariyle bakıldığında hava hızı artışıyla ısı geçişi doğru orantılıdır. Düşük hava hızlarında (0.25, 0.5 m/s) ısı geçişinde azalma gözlenmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.15 Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi

Tablo 4.32 Durum 4 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar

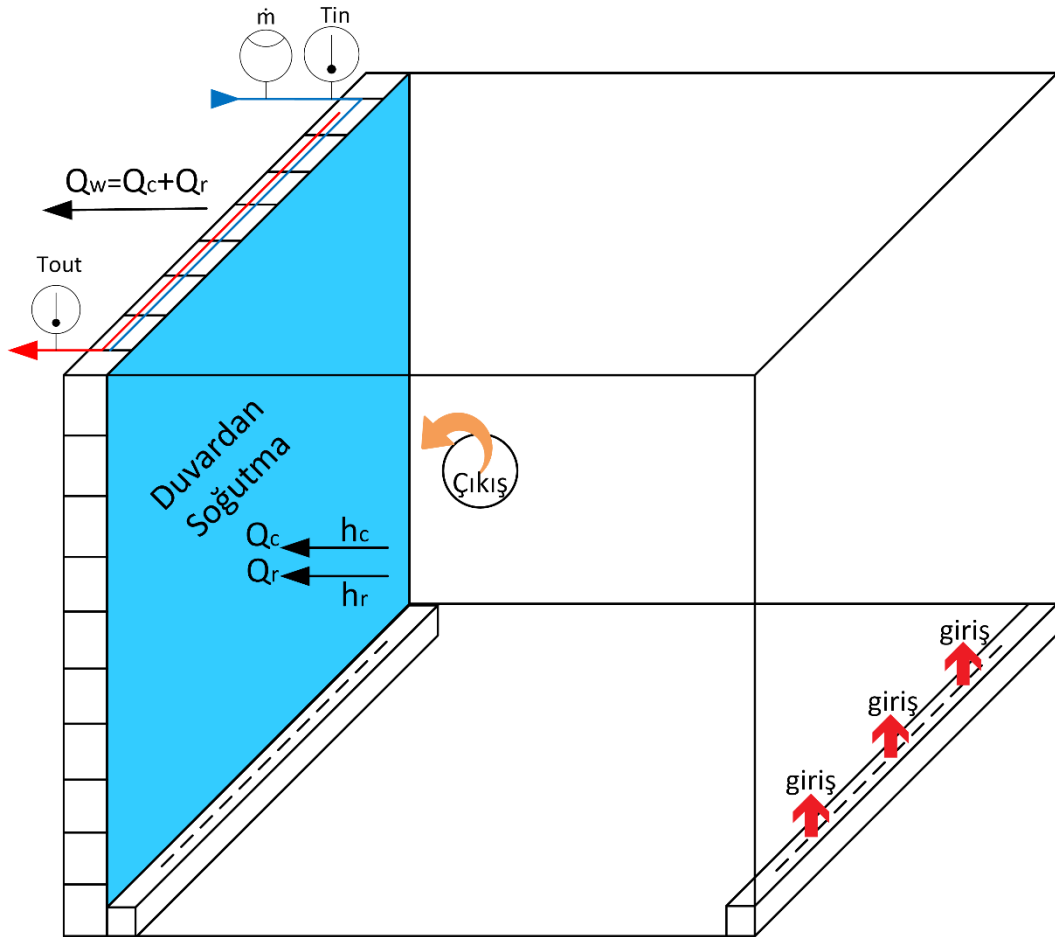
Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH 1/h	W1 °C	AUST °C	RC °C	T_{ain} °C	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
	W1W3T0.1	0	0	13.6	18.1	17.2	-	-148.0	-105.1	-42.9	8.31	4.80	2.41
	W1W3T0.2	0.25	0.27	13.5	17.6	17.0	16.6	-132.1	-97.4	-34.8	7.68	4.89	2.02
	W1W3T0.3	0.5	1.07	13.5	17.4	17.0	17.3	-126.0	-90.8	-35.3	7.55	4.79	2.11
	W1W3T0.4	1	2.69	13.6	17.4	17.0	17.6	-131.9	-88.6	-43.3	7.88	4.80	2.59
	W1W3T0.5	2.5	7.52	14.0	18.2	18.3	21.0	-168.6	-99.5	-69.1	8.02	4.87	3.29
	W1W3T0.6	5	2	14.2	18.6	18.7	20.4	-197.6	-104.5	-93.1	9.10	4.89	4.29
	W1W3T0.7	10	31.7	14.6	19.1	19.2	20.8	-256.7	-106.3	-150.3	11.42	4.86	6.69

4.6 Durum 5 Deney Sonuçları

Durum 5: Radyant soğutma uygulamasının Duvar-1'den yapıldığı ve $T_{ain}=T1$ sıcaklığında havalandırmanın da karşı duvara (Duvar-3) bitişik hava kanalından Şekil 4.16'da gösterildiği gibi uygulandığı durumdur. Durum 5, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve soğuk bölge veya mevsimlerde havanın $T_{ain}=T1$ sıcaklığı ile karşı iç duvara (Duvar-3) bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar-1'den radyant soğutma yapıldığı ve kuru, sıcak taze hava karışımının $T_{ain}=T1$ sıcaklığında şartlandırılıp karşı iç duvara (Duvar 3) bitişik havalandırma kanalından uygulandığı oda.

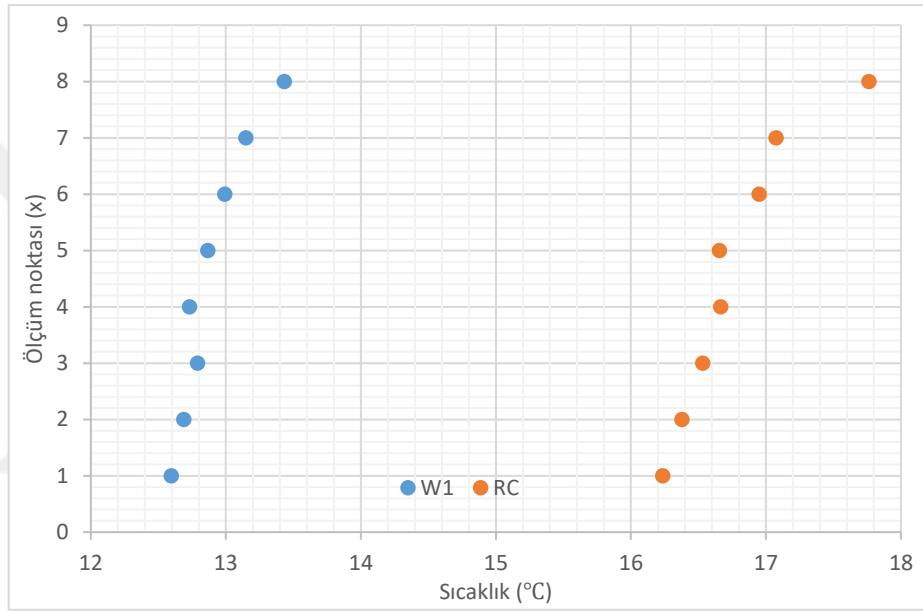


Şekil 4.16 Durum 5 şematik gösterim

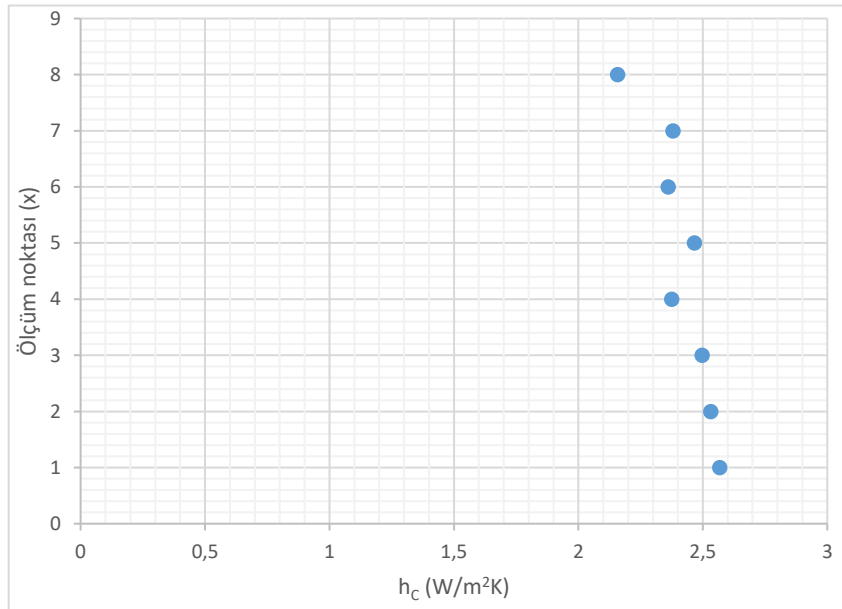
Tablo 4.33 Durum 5 (W1W3T1.1)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.1		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s):		0		31.7	22.4	9.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.0	17.6	16.7	-	8.43	4.87	2.48

Yerel Sıcaklıklar



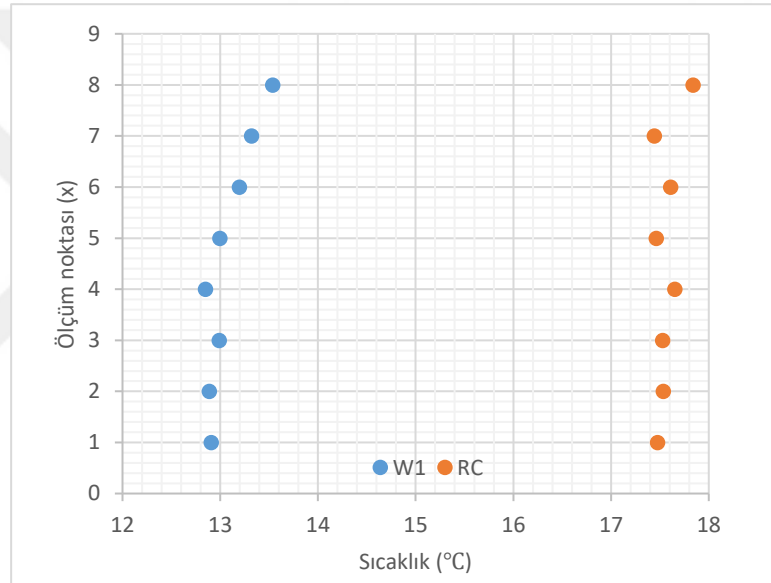
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



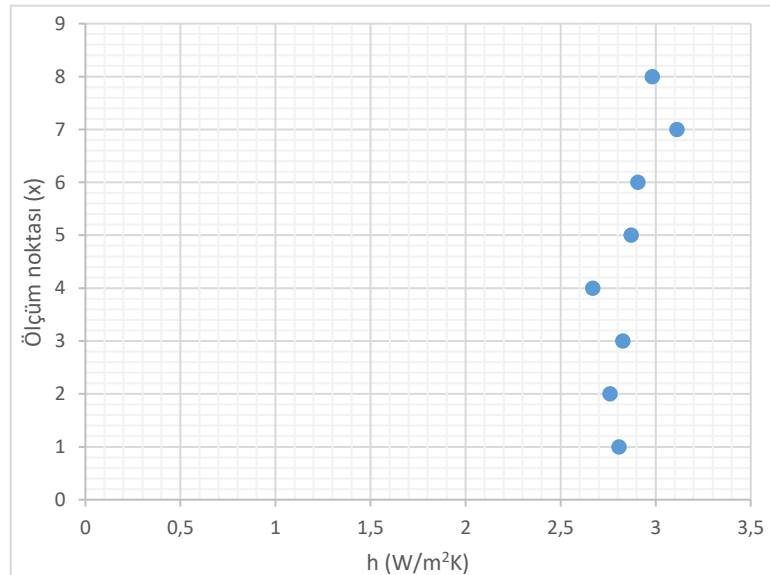
Tablo 4.34 Durum 5 (W1W3T1.2)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.2		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.25		33.8	21.0	12.8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.1	17.5	17.6	24.3	7.60	4.78	2.88

Yerel Sıcaklıklar



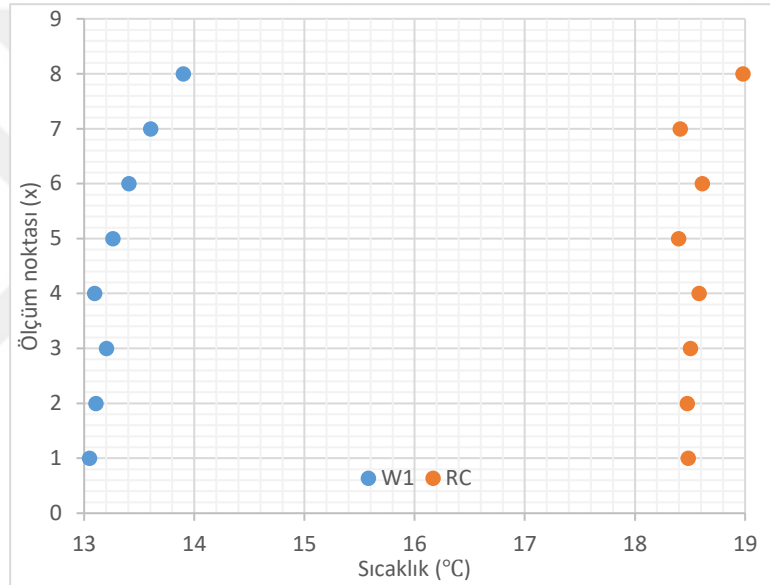
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



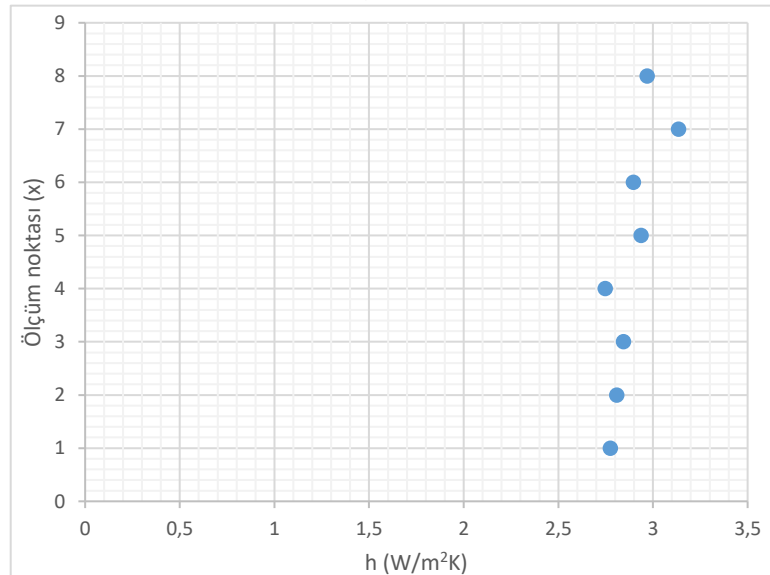
Tablo 4.35 Durum 5 (W1W3T1.3)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.3		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		0.5		38.6	23.5	15.1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.4	18.2	18.6	26.8	7.44	4.89	2.91

Yerel Sıcaklıklar



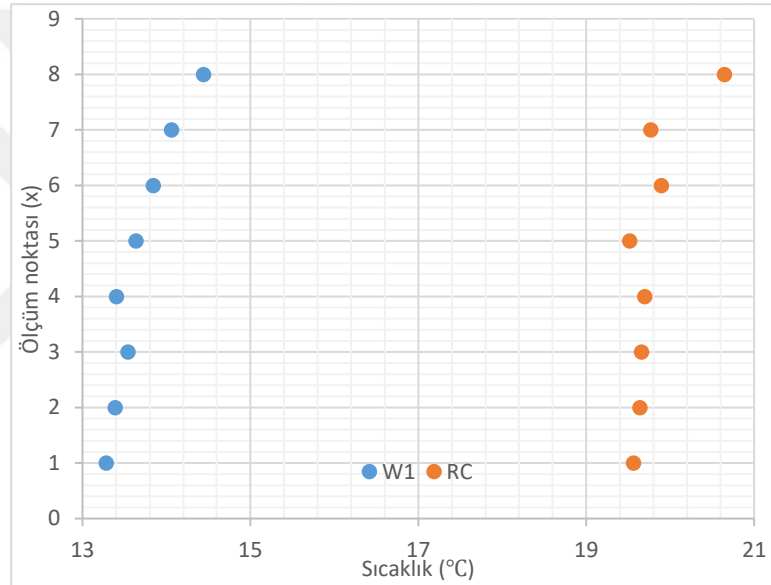
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



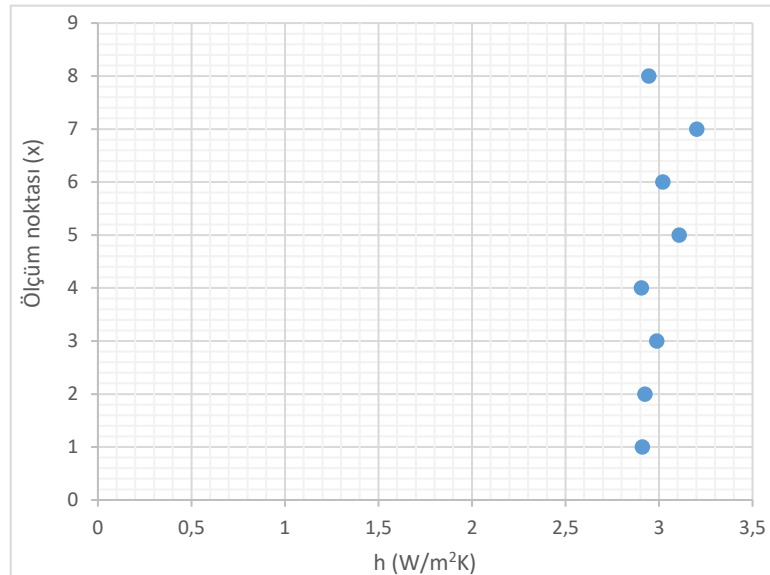
Tablo 4.36 Durum 5 (W1W3T1.4)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.4		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		1		45.7	27.4	18.3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
13.8	19.4	19.8	25.6	7.60	4.90	3.04

Yerel Sıcaklıklar



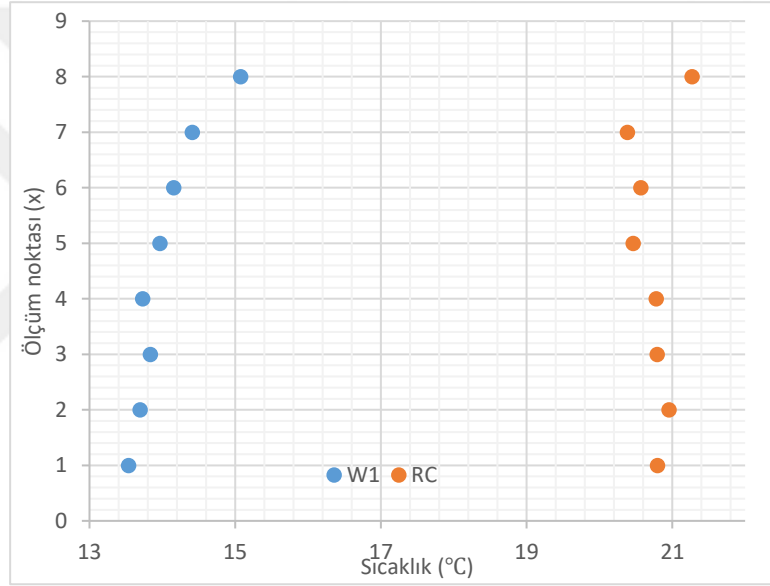
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



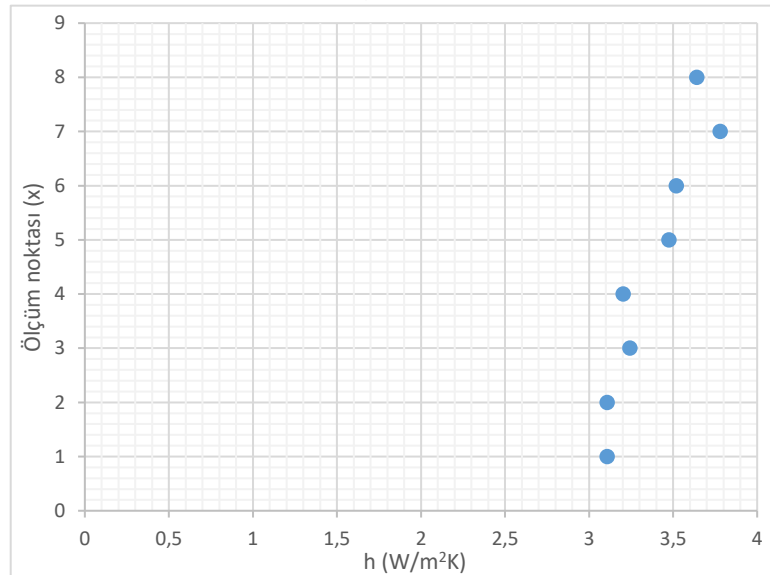
Tablo 4.37 Durum 5 (W1W3T1.5)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.5		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		2.5		52.2	29.6	22.6
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
14.1	20.2	20.7	26.3	7.88	4.86	3.41

Yerel Sıcaklıklar



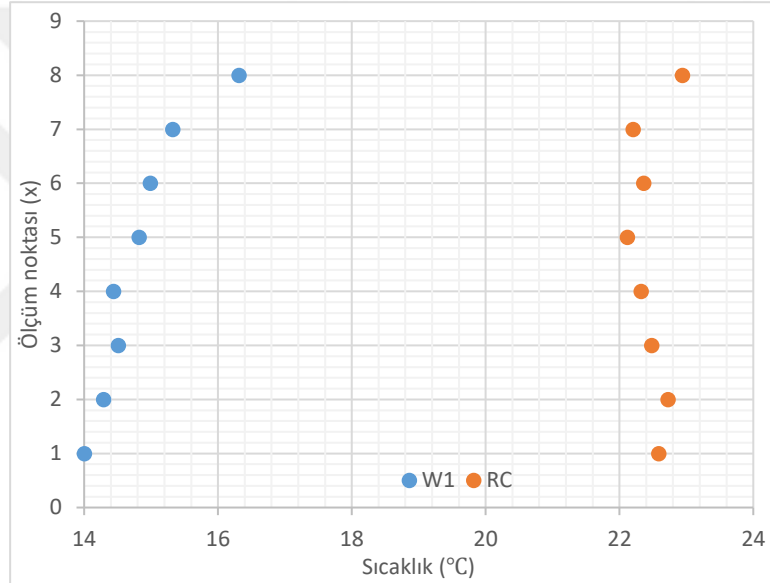
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



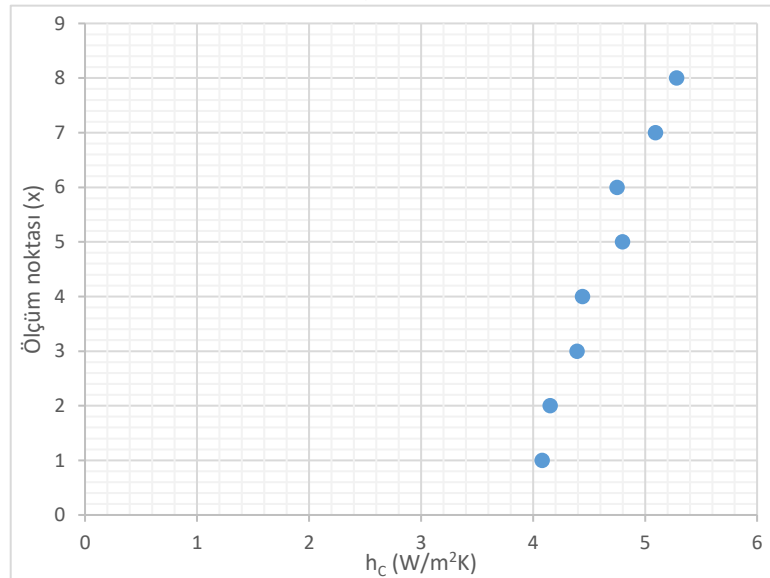
Tablo 4.38 Durum 5 (W1W3T1.6)'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.6		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		5		69.8	34.8	35.0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.0	22.0	22.5	26.5	9.28	4.96	4.66

Yerel Sıcaklıklar



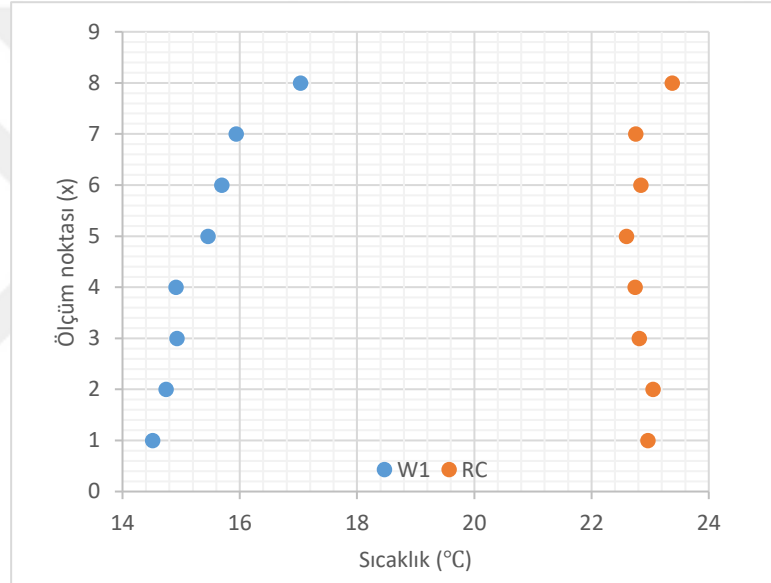
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



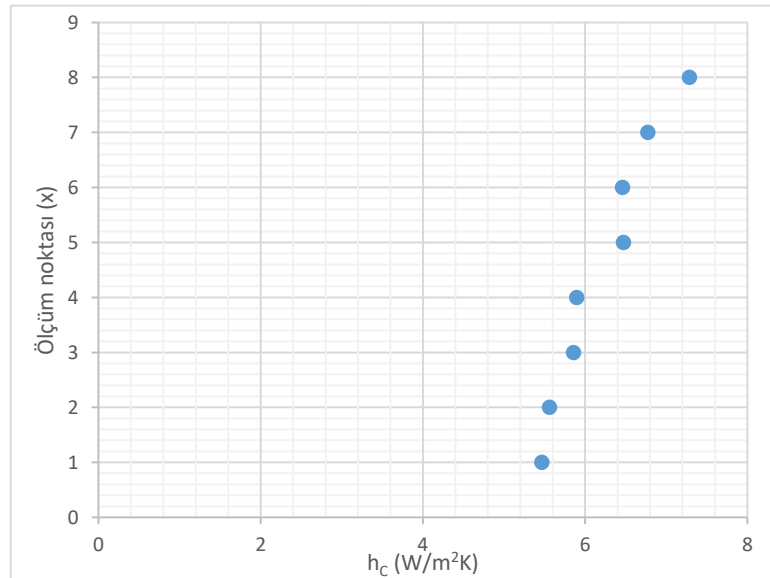
Tablo 4.39 Durum 5 (W1W3T1.7)'den elde edilen sonuçlar

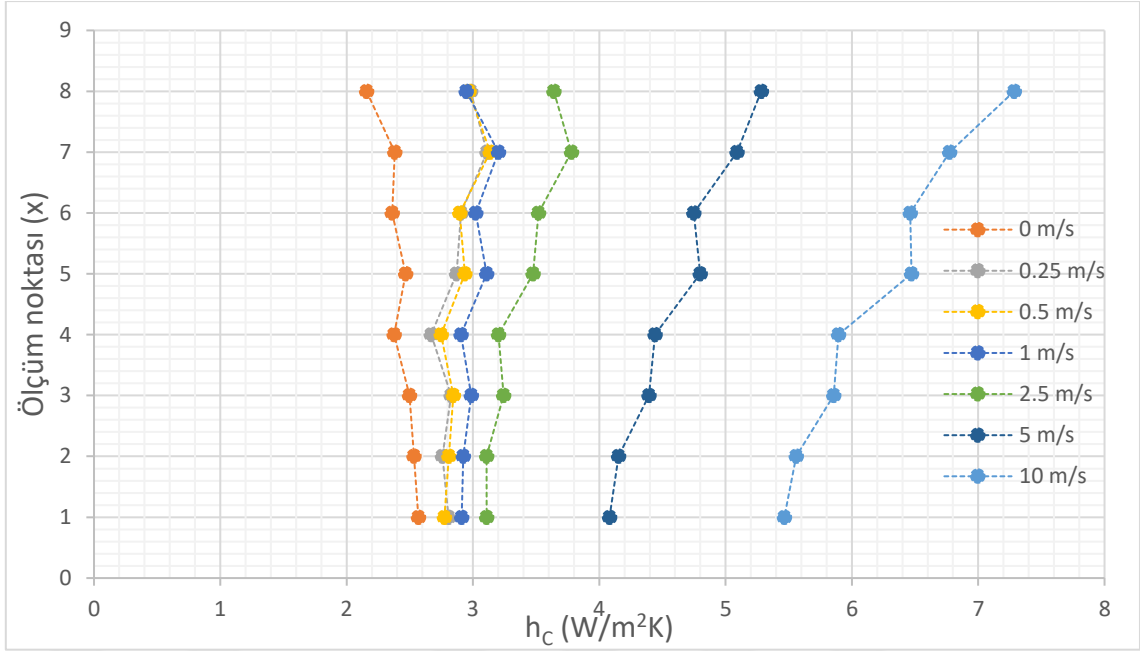
Deney Kodu:		W1W3T1.7		Isı Akıları (W/m ²)		
Uygulama:		Radyant soğutma + havalandırma		q _t	q _r	q _c
Hava Hızı (m/s)		10		80.8	34.6	46.2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m ² K)		
W1	AUST	RC	T _{ain}	h _t	h _r	h _c
15.5	22.5	22.9	25.8	10.94	4.95	6.25

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları

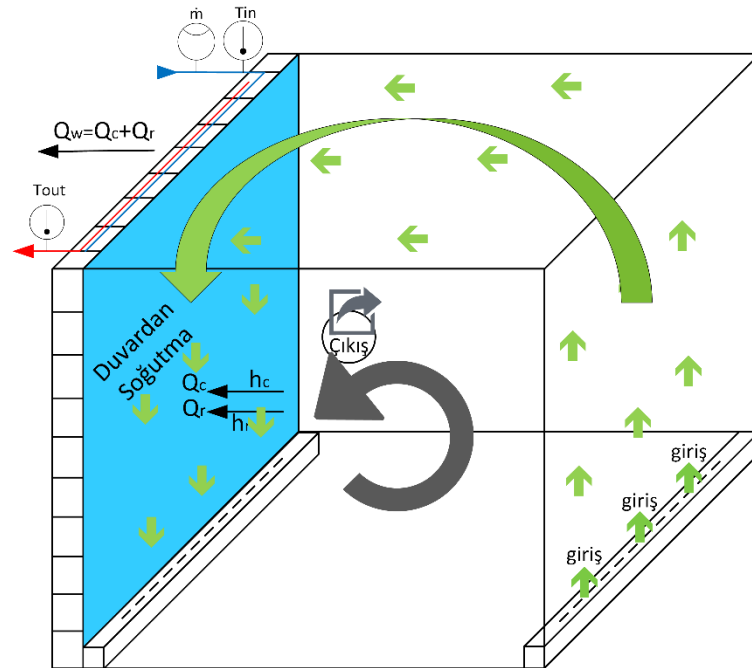




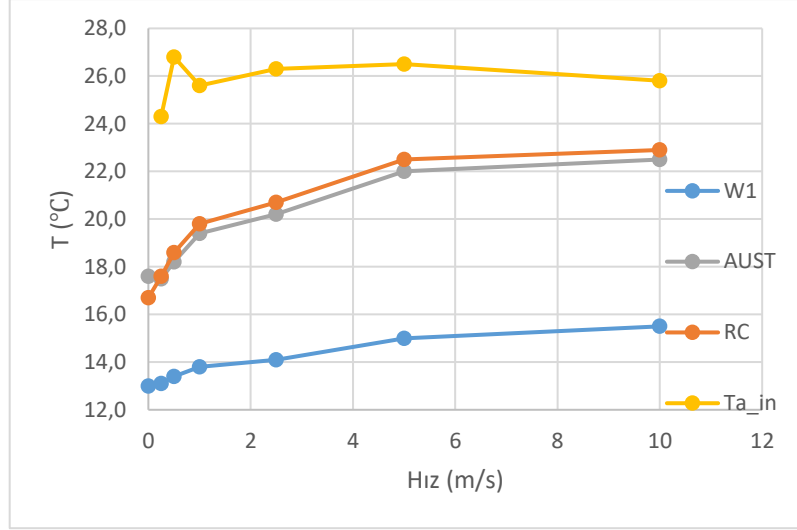
Şekil 4.17 Durum 5’de farklı hava hızlarında yerel ısı taşınım katsayılarının değişimi

Şekil 4.17’de Durum 5 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için yerel ısı taşınım katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Düşey $h_{c,x}$ değişimleri Durum 4 ile benzerlik göstermektedir.

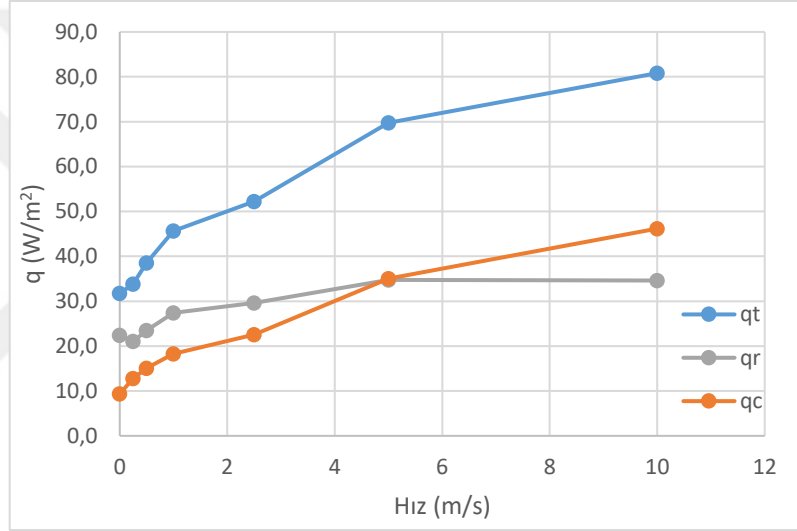
Şekil 4.19’de Durum 4 için ortalama sıcaklıklar, ısı akıları ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Tüm hız değerleri için taşınım ile ısı geçişinde artış eğilimi gösterdiği söylenebilir.



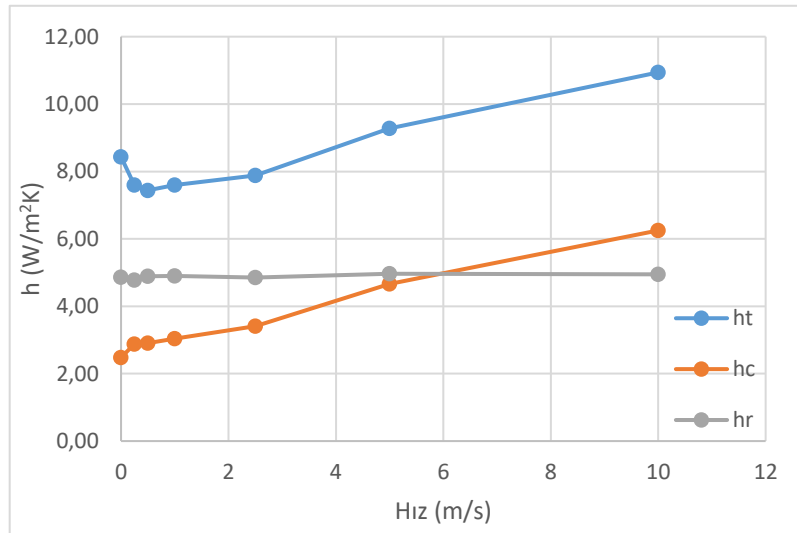
Şekil 4.18 Durum 4 ve 5 için oda içerisindeki hava hareketleri



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.19 Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklarının, ısı akılarının ve ısı geçişi katsayılarının hava hızına bağlı değişimi

Tablo 4.40 Durum 5 deneylerinden hava hızlarına bağlı elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH 1/h	W1 °C	AUST °C	RC °C	$T_{a_{in}}$ °C	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
	W1W3T1.1	0	0	13.0	17.6	16.7	-	-154.2	-108.8	-45.4	8.43	4.87	2.48
	W1W3T1.2	0.25	0.27	13.1	17.5	17.6	24.3	-164.5	-102.2	-62.3	7.60	4.78	2.88
	W1W3T1.3	0.5	1.07	13.4	18.2	18.6	26.8	-187.4	-114.2	-73.3	7.44	4.89	2.91
	W1W3T1.4	1	2.69	13.8	19.4	19.8	25.6	-222.1	-133.2	-88.8	7.60	4.90	3.04
	W1W3T1.5	2.5	7.52	14.1	20.2	20.7	26.3	-253.7	-144.0	-109.7	7.88	4.86	3.41
	W1W3T1.6	5	15.6	15.0	22.0	22.5	26.5	-339.1	-168.9	-170.2	9.28	4.96	4.66
	W1W3T1.7	10	31.7	15.5	22.5	22.9	25.8	-392.8	-168.4	-224.4	10.94	4.95	6.25

4.7 Deney Sonuçların Karşılaştırılması

4.7.1 Giriş

Tablo 4.41’de deneysel çalışmada uygulanan beş durum özetlenmiştir. Durumlar hakkında detaylı bilgi her bir durum için oluşturulan konu başlığında ayrıca verilmiştir. Tüm durumlarda radyant soğutma, Duvar-1’den (W1) yapılmaktadır. Odadan hava çıkışı, Duvar-4’de tavana yakın dairesel hava kanalından yapılmaktadır. Karşıt yük, oda ile dış ortam arasındaki diğer 5 yüzeyden ve hava jetinden sağlanmaktadır.

Tablo 4.41 Deneysel çalışmada incelenen durumlar

No	Durum Açıklaması	Şematik Gösterim
1	Isıl şartlandırma yapılmayan yukarı yönlü hava jetinin radyant duvara bitişik hava kanalından uygulandığı durum	
2	T_{ain} sıcaklığında ısıl şartlandırma yapılan yukarı yönlü hava jetinin radyant duvara bitişik hava kanalından uygulandığı durum	

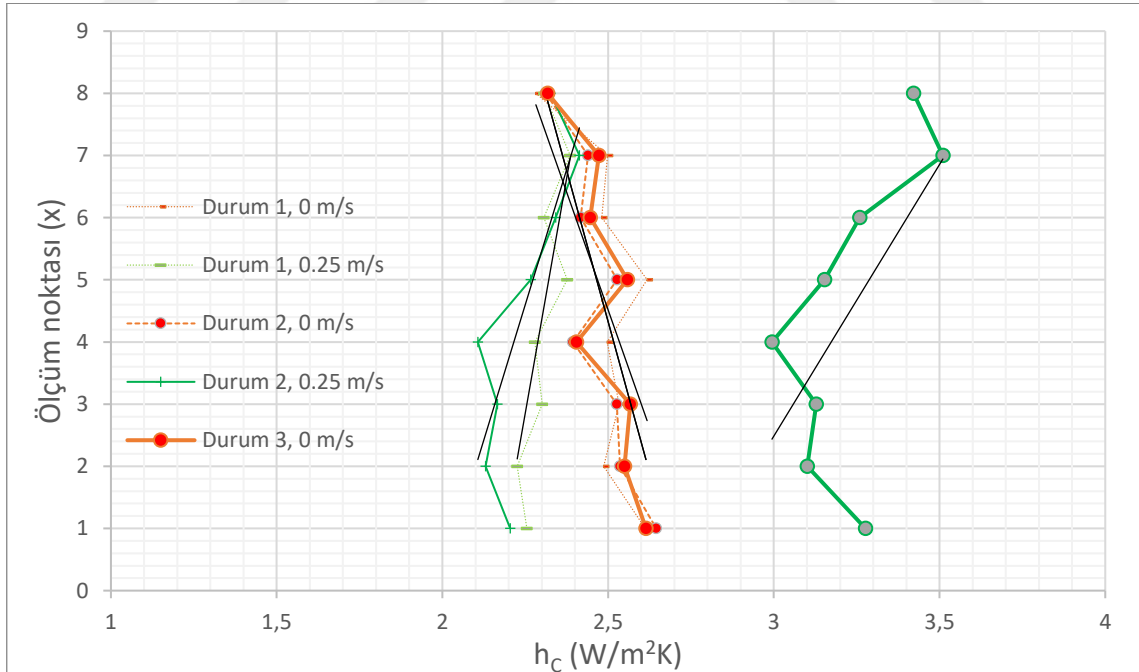
Tablo 4.41 Deneysel çalışmada incelenen durumlar (Devamı)

No	Durum Açıklaması	Şematik Gösterim
3	Farklı T_{ain} sıcaklığında şartlandırma yapılan yukarı yönlü hava jetinin radyant duvara bitişik hava kanalından uygulandığı durum	
4	Isıl şartlandırma yapılmayan yukarı yönlü hava jetinin (radyant duvara) karşıt duvara bitişik hava kanalından uygulandığı durum	
5	T_{ain} sıcaklığında ısııl şartlandırma yapılan yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara bitişik hava kanalından uygulandığı durum	

Not: Her deneyin hava giriş sıcaklığı (T_{ain}) sonuç tabloları ve sıcaklık grafiklerinde verilmiştir

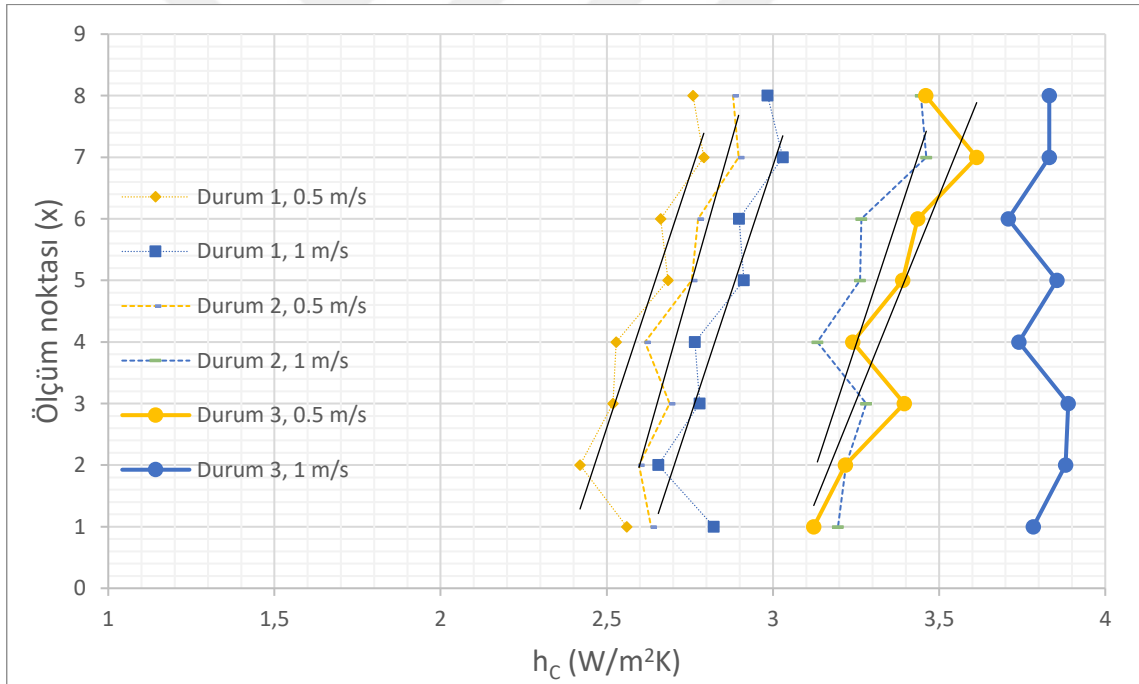
Durum 1, Durum 2 ve Durum 3 de hava jeti radyant soğutma yapılan duvara bitişik süpürgelik hizasındaki hava kanalı açıklığından duvara paralel yukarı yönlü yapılmaktadır. İlk üç durum arasında sadece hava jetinin odaya giriş sıcaklığı (T_{ain}) değişmektedir. Durum 1’de sıcaklık şartlandırılması yapılmadan (sadece dolaşım) odaya verilmektedir. Durum 2 ve Durum 3 de sırasıyla $T_{ain} = T1$ ve $T_{ain} = T2$ sıcaklıklarında şartlandırılmış hava kanalı açıklığında odaya verilmektedir. Durum 4 ve Durum 5’de ise radyant soğutma yapılan duvar değiştirilmeden, hava akışı karşı duvardan (Duvar 3) yapılmaktadır. Durum 4’de de Durum 1’e benzer şekilde hava sıcaklık şartlandırılması yapılmadan ortama geri verilip, sadece oda içi dolaşım yapılmaktadır. Durum 5’de ise Durum 4’deki duruma ilave olarak hava odaya girmeden önce belirli bir sıcaklıkta şartlandırılmaktadır.

4.7.2 Yerel Isı Taşınım Katsayılarının ($h_{c,x}$) Karşılaştırılması

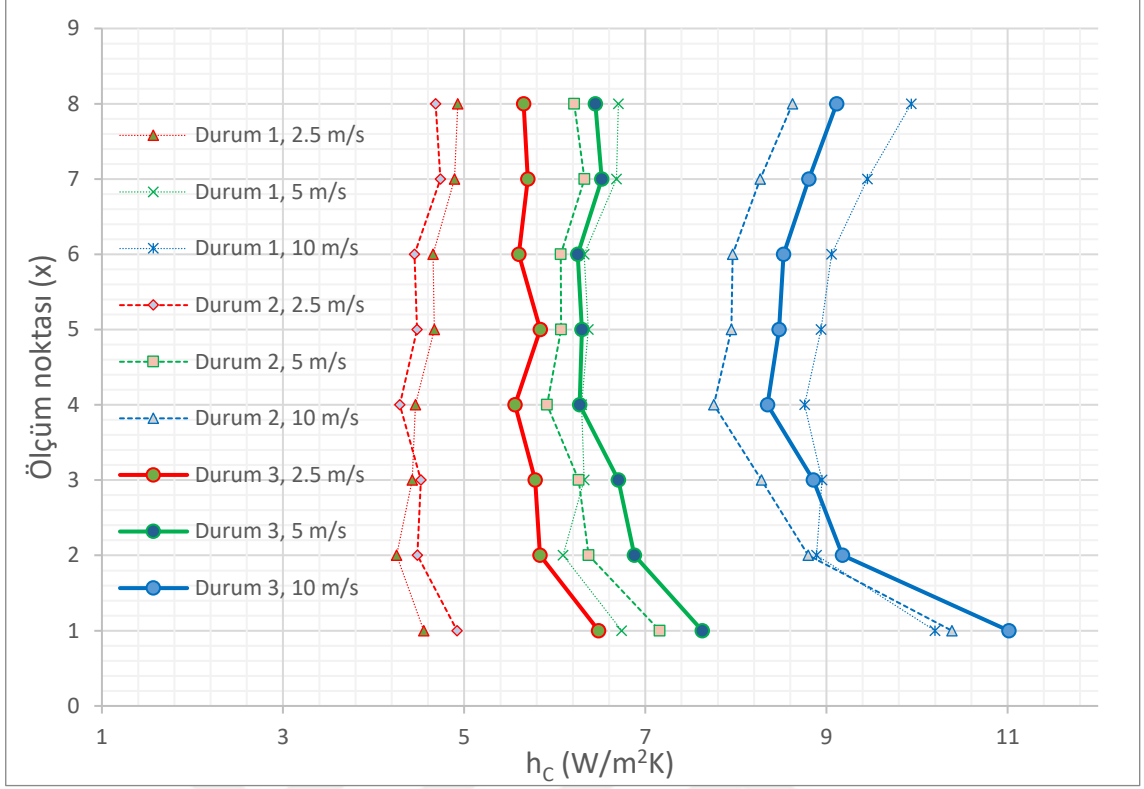


Şekil 4.20 Durum 1, Durum 2 ve Durum 3’ün deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 0 m/s (doğal taşınım) ve 0.25 m/s (karışık taşınım) hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

Şekil 4.20’de Durum 1, 2 ve 3 için yapılan deneyler sonucunda (doğal taşınım) 0 ve 0.25 m/s hızları için yerel ısı taşınım katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Her üç yerel doğal ısı taşınım katsayısının düşey değişimi nispeten düşük bir eğim ile sola doğru olmaktadır. Hidronik devreye giriş/çıkış su bağlantı noktalarının taban seviyesinde olması sebebiyle radyant duvardaki ölçüm noktalarında aşağıdan yukarıya doğru, Tablo 4.1 ile verilen sıcaklık grafiğinden de görülebileceği gibi, sağa yönlü bir düşey sıcaklık değişimi (VTG) oluşur. Sağa doğru eğimli VTG, duvarın tabana yakın kısmının (x1), tavana yakın kısmından (x8) daha düşük sıcaklıkta olması anlamına gelir. Yerel $h_{c,x}$ hesaplanırken, Denklem 4.6’da gösterildiği gibi radyant uygulama yapılan duvarın ilgili noktasındaki sıcaklığa karşılık gelen aynı hizadaki oda merkezindeki sıcaklık dikkate alınır. Bu sebeple $h_{c,x}$ değerlerinde bu eğim etkisi düşer. Buna ek olarak oda içerisinde soğuk hava ısınır ve doğal taşınımın etkisiyle ısınan hava yükselerek oda içinde VTG oluşturur.



Şekil 4.21 Durum 1, 2, 3 deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 0.5 ve 1 m/s (karışık taşınım) hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması



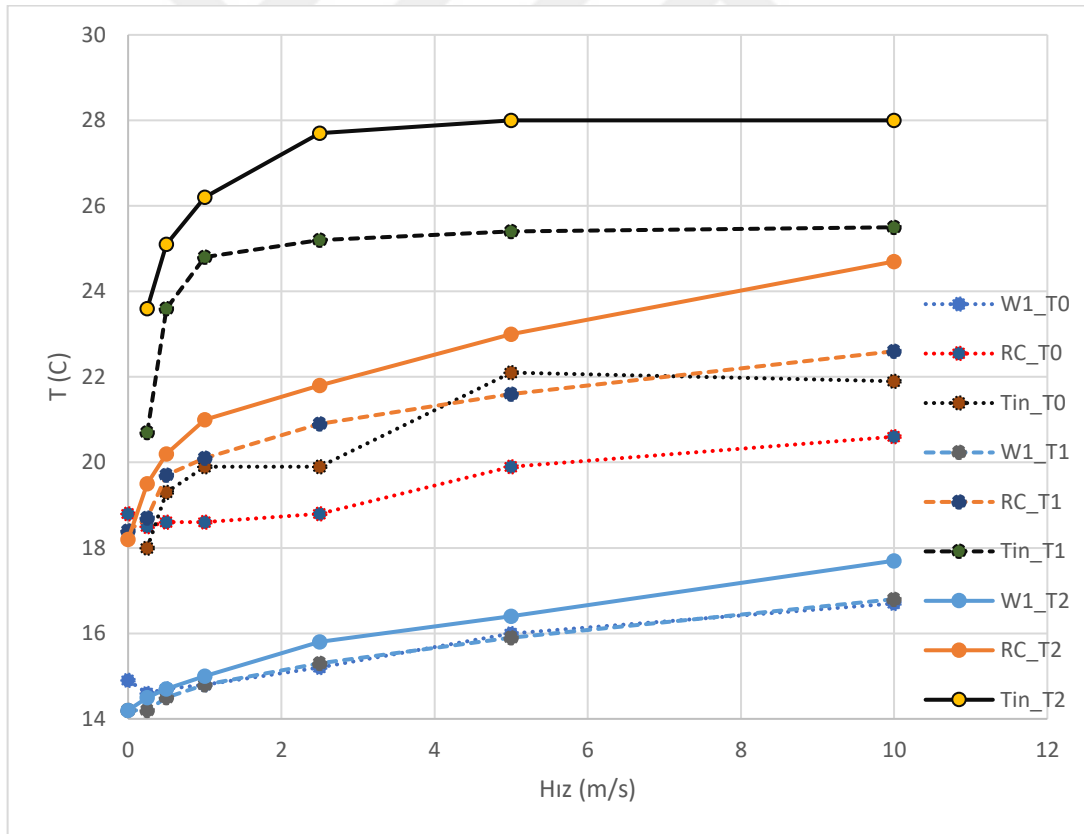
Şekil 4.22 Durum 1,2, 3 deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

Durum 1, 2 ve 3 deneyleri sonucu elde edilen yerel ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması Şekil 4.21 (0.5 ve 1 m/s) ve Şekil 4.22 (2.5, 5 ve 10 m/s) verilmiştir. Şekil 4.21’de Durum 3’ün 1 m/s hızı hariç, 0.5 ve 1 m/s hızlarında eğim çizgilerinin sağa yatık olduğu görülmektedir. Bu durum yerel ısı taşınım katsayısının ($h_{c,x}$), belirtilen hızlarda duvar ölçüm noktası yüksekliği ile paralel olarak arttığını göstermektedir. Belirtilen artışlar 0.25, 0.5 ve 1 m/s hızlarında oldukça sınırlı kalmaktadır. Şekil 4.22’de 2.5 ve 5 m/s hızlarında X1 ilk ölçüm yüksekliğinde artış görülmekle birlikte, yukarıdaki diğer ölçüm noktalarında düşey değişim eğimi düzleşmiştir. 10 m/s hızında x1’de oldukça belirgin artış gözlenmekte ve en yüksek h_c değeri x1’de olmaktadır. x1’den x4 çıkıldıkça orta ölçüm noktasına doğru yerel ısı taşınım katsayısı düşmekte ve en düşük değere ulaşmaktadır. x1 noktasındaki değeri geçmemekle birlikte, yerel h_c değeri X8’e kadar her üç durumda da yükselmektedir. x1’deki en yüksek yerel ısı taşınım katsayısı Durum 3’de gerçekleşmiştir. Yüksek hava hızlarında, beklenildiği gibi oda merkezindeki VTG düzleşmekte ve buna karşılık radyant duvar üzerindeki

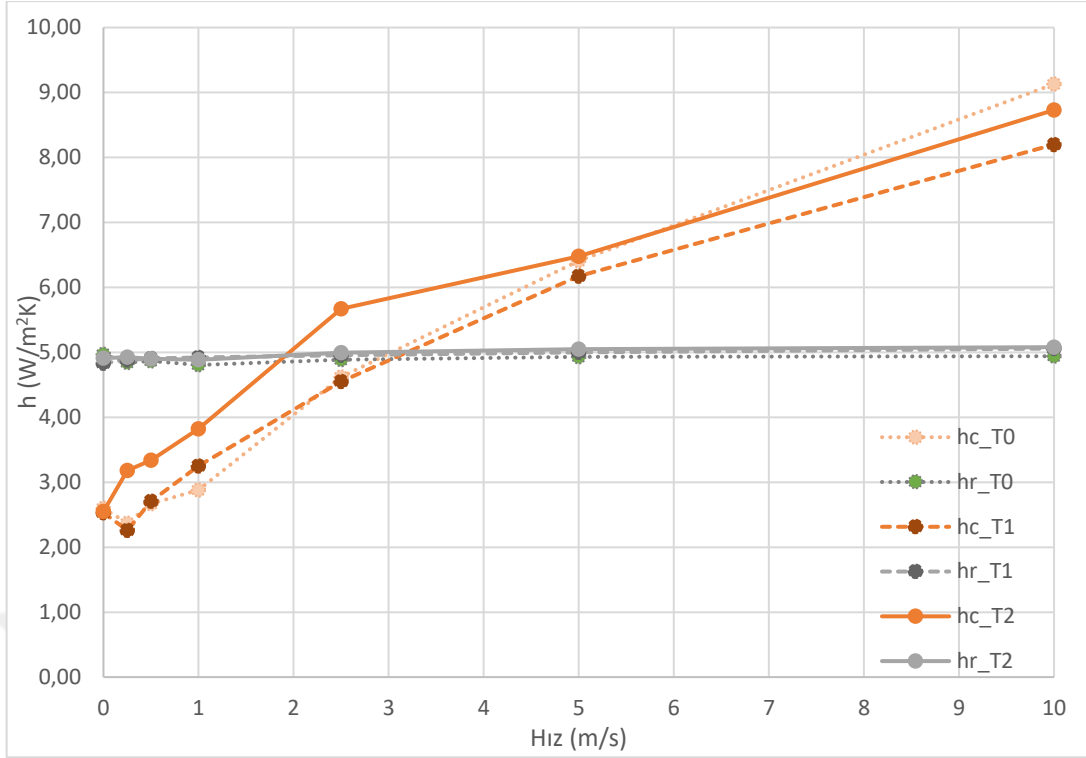
VTG, hava girişinin etkisiyle artmaktadır. Sabit ısı geçişi kabulü ile yerel $h_{c,x}$ 'in düşey değişimi tamamen belirtilen VTG'lerin farkıyla şekillenmektedir.

4.7.3 Radyant Soğutma ve Havalandırmanın Aynı Duvardan Yapıldığı ve Hava Giriş Sıcaklığının Değiştiği Durumların (Durum 1, 2, 3) Kendi İçinde Karşılaştırılması

Düşük hava hızlarında, yalıtımsız metal hava kanalı içerisindeki havanın sıcaklığı, bitişindeki soğuk duvarın ve ortamın sıcaklığından etkilenmekte olup, düşmektedir. Yüksek hava hızlarında bu etki gücünü yitirse de düşük hava hızlarında yalıtımsız metal bir hava kanalında bu etki kaçınılmazdır. Şekil 4.23 incelendiğinde tüm durumlar için düşük hava hızlarında T_{ain} hava giriş sıcaklıkları hedeflenen sıcaklığa ulaşmasa da durumlar arası sıcaklık farkları korunabilmiştir. Örneğin T_{ain} Durum 1'de 18°C, Durum 2'de 20,7°C, Durum 3'de 23,6°C olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.23 Durum 1, 2 ve 3 deneylerinde elde edilen ortalama sıcaklıklar

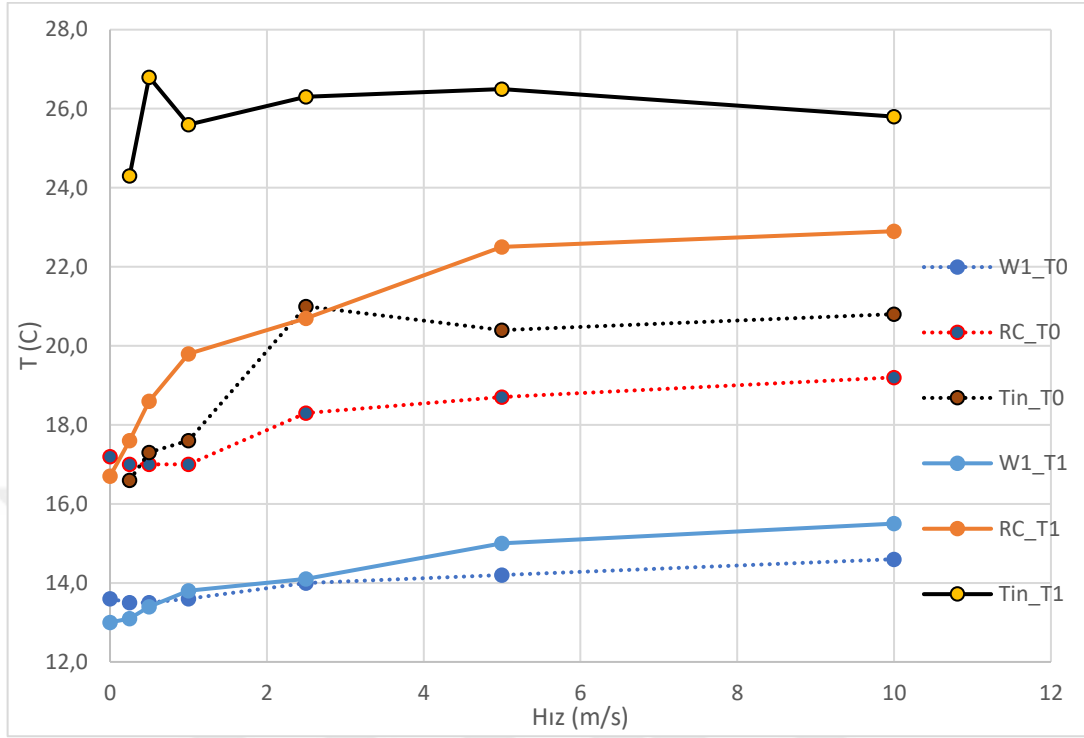


Şekil 4.24 Durum 1, 2, 3 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

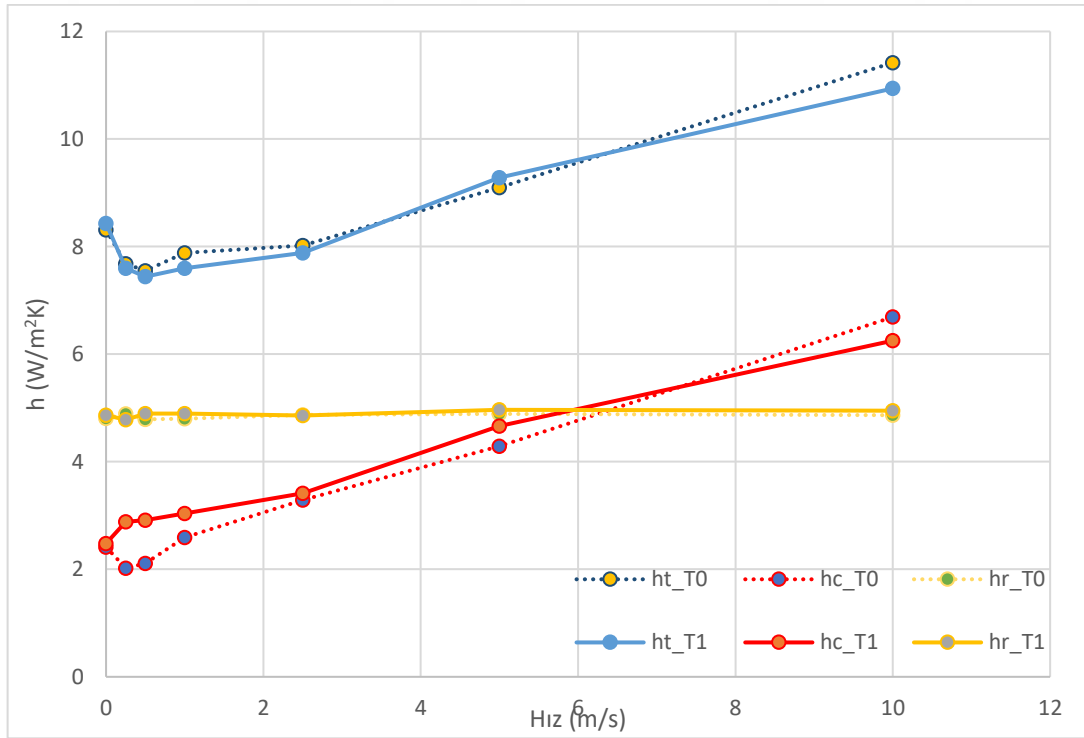
Şekil 4.24’de farklı giriş hava sıcaklıklarının ($T_{a\text{in}}$), ortalama ısı geçiş katsayıları (h) üzerine etkisi incelendiğinde, ışıınım ısı geçiş katsayısında belirgin bir değişim olmadığı gözlenmemiştir. Yüksek hava hızlarında, hava giriş sıcaklığının ısı taşınım katsayısına belirgin bir şekilde etki ettiği gözlenmemiştir. Düşük hava hızlarında ve T1 hava giriş sıcaklığında taşınım katsayısında belirgin değişim gözlenmemekle birlikte, T2 sıcaklığının ısı taşınım katsayısında artışa neden olduğu gözlenmiştir.

Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’de havalandırmanın karşıt duvardan yapıldığı Durum 4 ve Durum 5 için, sırasıyla sıcaklıklar ve ısı geçiş katsayıları karşılaştırılmaları verilmiştir. Isı geçiş katsayıları ve yüzey sıcaklıkları daha öncede bahsedildiği üzere birçok sensörden alınan verilere göre hesaplanmış ortalama değerlerdir. Sadece $T_{a\text{in}}$ tek ölçüm noktasından alınan değerdir. Yukarıda Durum 1,2,3 deney sonuçlarının kıyaslandığı yorumlar, Durum 4 ve 5’in kendi arasında kıyaslandığı Şekil 4.26 için de geçerlidir.

4.7.4 Havalandırmanın Karşıt Duvarlardan Yapıldığı ve Hava Giriş Sıcaklığının Değiştiği Durumların (Durum 4 ve 5) Birbirleriyle Karşılaştırılması



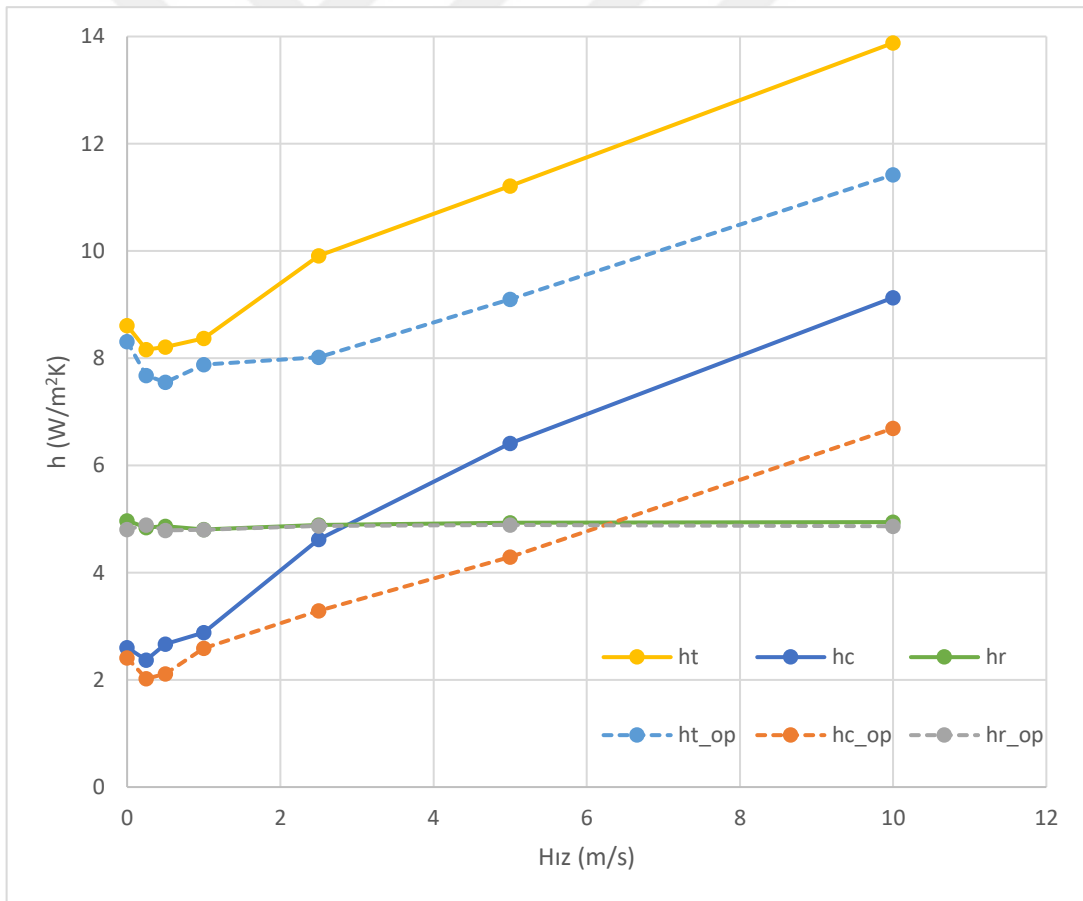
Şekil 4.25 Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen sıcaklıkların hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.26 Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

4.7.5 Hava Giriş Sıcaklığının Şartlandırılmadan Verildiği, Havalandırmanın Aynı Duvardan (Durum 1) ve Karşıt Duvardan (Durum 4) Yapıldığı Durumların Birbirleriyle Karşılaştırılması

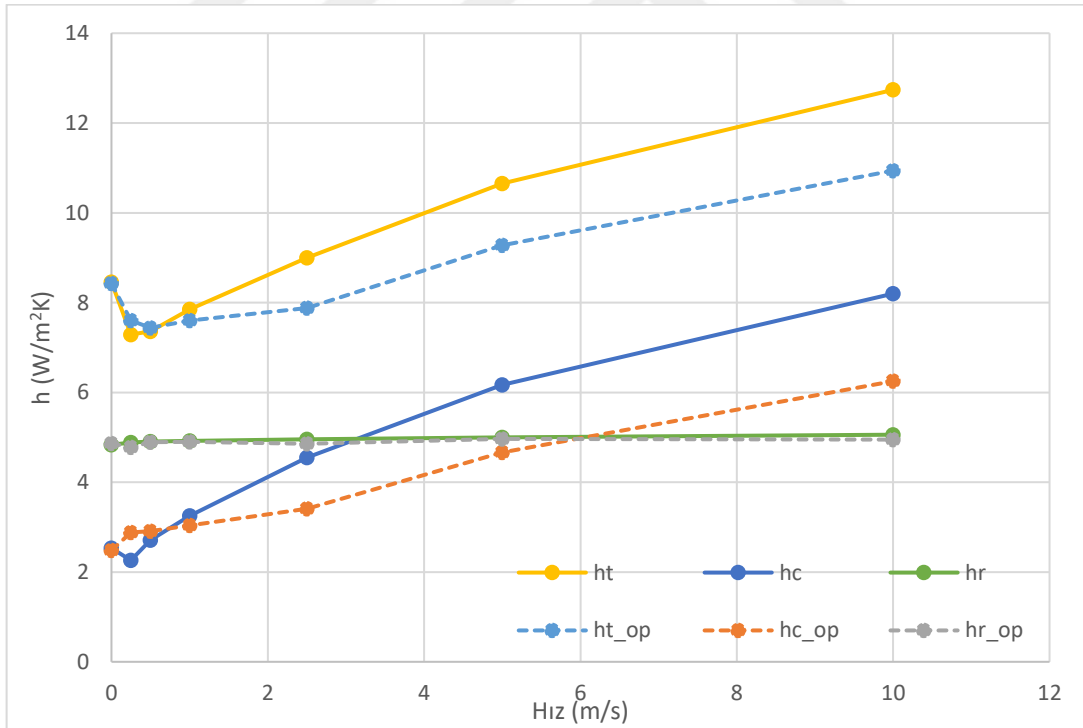
Şekil 4.27’de $T_{a_{in}}$ hava giriş sıcaklığının şartlandırılmadan verildiği, havalandırmanın aynı duvardan (Durum 1) ve karşıt duvardan (Durum 4) yapıldığı durumların, ortalama ısı geçiş katsayılarının birbirleriyle karşılaştırılması verilmiştir. Işınım ile ısı geçiş katsayısının (h_r) benzer olduğu ve dolayısıyla toplam ısı geçiş katsayısındaki (h_c) değişimin tamamen ısı taşınım katsayısındaki değişime bağlı olduğu anlaşılmaktadır. Tüm hava hızlarında, ısı taşınım katsayısı değerlerinin (h_c) Durum 1’de Durum 4’e göre yüksek olduğu görülmektedir. Her iki durum da benzer trend göstermektedir. Düşük hava hızlarında, ısı geçişinde görülen kısmi azalmanın, her iki durumda da gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu kısmi azalmanın, toplam ısı geçişine etkisi %9 seviyesinde kaldığı görülmektedir.



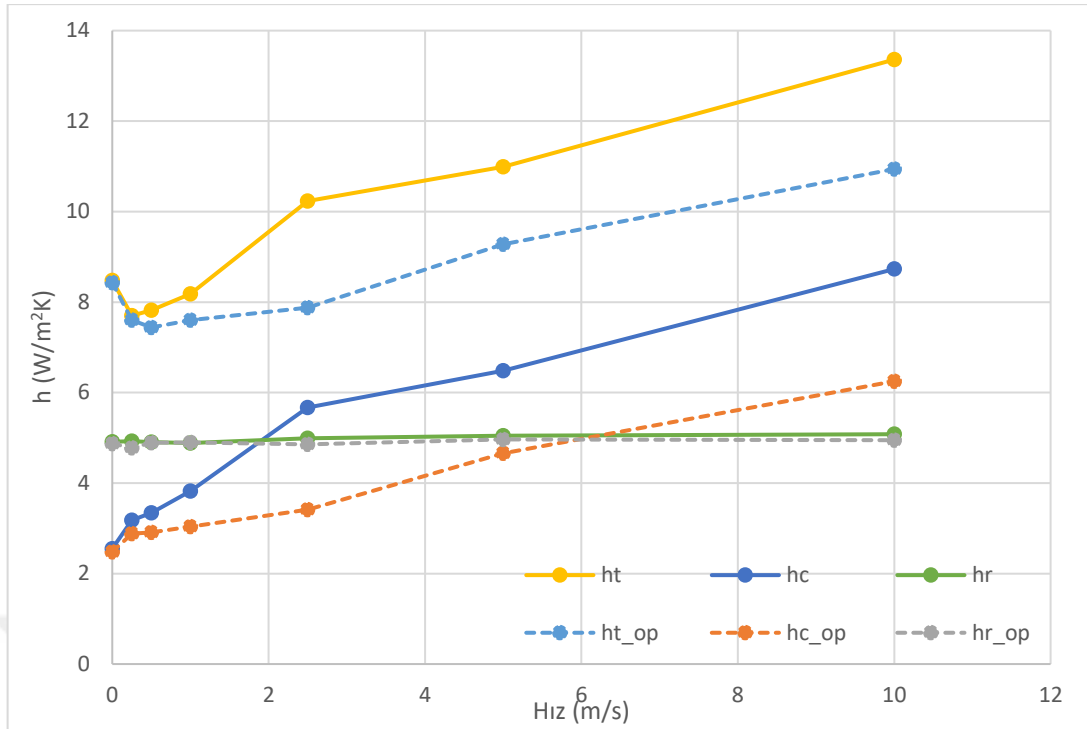
Şekil 4.27 Durum 1 ve Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

4.7.6 Farklı Hava Giriş Sıcaklıklarında Havalandırmanın Radyant Soğuk Duvara Bitişik (Durum 2 ve 3) ve Karşıt Duvarlara Bitişik (Durum 5) Yapıldığı Durumların Karşılaştırılması

Şekil 4.28’da (Durum 2 ve Durum 5), Şekil 4.29’de (Durum 3 ve Durum 5) arasında, T_{in} hava giriş sıcaklığının farklı değerlerde şartlandırıldığı, havalandırmanın aynı duvardan ve karşıt duvarlardan yapıldığı durumların, ortalama ısı geçiş katsayılarının birbirleriyle karşılaştırılması yapılmıştır. Havalandırmanın radyant uygulama yapılan duvar ile karşı duvara bitişik yapılması durumlarının ortalama ısı geçiş katsayısı (h) üzerine etkisi incelendiğinde, ısıtım ısı geçiş katsayısında belirgin bir değişim gözlenmemiştir. Isı taşınım geçiş katsayılarında, radyant soğutma yapılan duvara bitişik havalandırma uygulaması yapıldığı durumlarda, karşıt duvara yapıldığı durumlara göre h_c ’nin belirgin bir şekilde fazla olduğu görülmektedir. Bu farklılık, hava hızının yüksek olduğu deneylerde ihmal edilemeyecek seviyelerde gerçekleşmiştir.



Şekil 4.28 Durum 2 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.29 Durum 3 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimlerinin karşılaştırılması

Tablo 4.42 Duvar üzerindeki yaygın doğal taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Alamdari ve Hammond [4]	$h = \left[\left[1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1.23 (\Delta T)^{1/3} \right]^6 \right]^{1/6}$
Awbi ve Hatton [3]	$h = \frac{1.823}{D^{0.121}} (\Delta T)^{0.293}$
ASHRAE, Min et al [12]	$h = 1.87 \frac{(\Delta T)^{0.32}}{H^{0.05}}$

Tablo 4.43 Doğal taşınım ısı geçiş katsayısı deneysel sonuçlarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırması

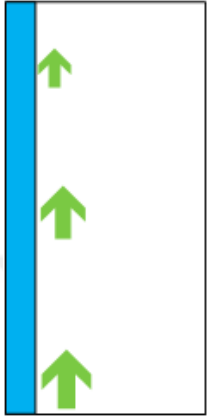
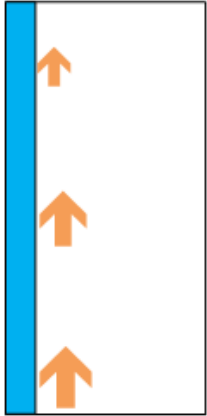
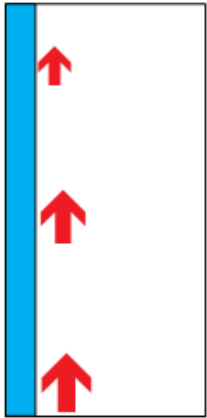
W1	RC	ΔT	h_c	Alamdari Hammond [4]	Sapma %	Awbi Hatton [3]	Sapma %	ASHRAE Min et al [12]	Sapma %
14.9	18.8	-3.9	2.60	2.04	27.3	2.47	5.1	2.75	5.5
14.2	18.4	-4.2	2.53	2.09	24.4	2.53	2.8	2.82	7.7
14.2	18.2	-4.0	2.55	2.06	26.3	2.49	4.3	2.77	6.2
13.6	17.2	-3.6	2.41	1.99	30.5	2.42	7.6	2.68	3.0
13.0	16.7	-3.7	2.48	2.01	29.4	2.44	6.7	2.70	3.9

Tablo 4.43'deki karşılaştırma için kullanılan doğal taşınım korelasyonları Tablo 4.42'da verilmiştir. Alamdari ve Hammond [4] ait korelasyon, bina içi düşey yüzeylerin doğal ısı taşınım katsayısı hesaplanması için üretilmiştir. Bu korelasyon Churchill ve Usagi [53] tarafından oluşturulan matematiksel modele dayanmaktadır ve laminar, geçişli ve türbülanslı hava akışlarının tüm spektrumunu kapsamaktadır. Benzer şekilde, Awbi ve Hatton [3], 5 ila 25 °C sıcaklık farkı aralığında ısıtılmış bir duvardan üretilen verilere dayanarak kapalı hacim için doğal taşınım korelasyonlarını elde etmiştir. Min vd.'nin [26] duvarlarında ısıtmalı panel olan bir oda için ısı taşınım katsayısı üzerine yaptığı 1956 yılına ait çalışmasında üretilen korelasyon, ASHRAE tarafından binalardaki radyant uygulamalar için önerilen doğal taşınım korelasyonlarından biri olarak yayınlanmıştır.

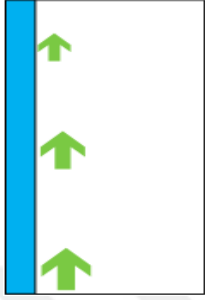
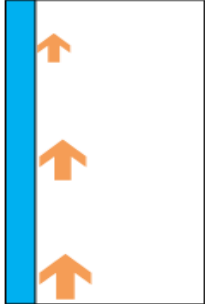
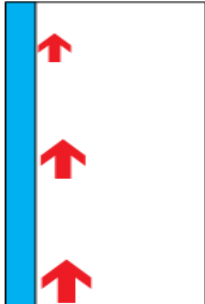
Tablo 4.44 Bulunduğu ortam ile 5°C sıcaklık farkına sahip 2.7 m uzunluğundaki düşey plakada, farklı hızlarda oluşan ısı taşınım tipleri

U (m/s)	Re	Gr	Ri=Gr/Re ²	Isı Taşınım Tipi	Koşullar
0.25	3.65 x10 ⁴	1.71x10 ¹⁰	13.94	Doğal	Ri>10 doğal taşınım (zorlanmış taşınım ihmal edilebilir)
0.5	7.30 x10 ⁴	1.71x10 ¹⁰	2.41	Karışık	0.1<Ri<10 karışık taşınım
1	1.46 x10 ⁵	1.71x10 ¹⁰	0.60	Karışık	
2.5	3.65 x10 ⁵	1.71x10 ¹⁰	0.13	Karışık	
5	7.30 x10 ⁵	1.71x10 ¹⁰	0.02	Zorlanmış	Ri<0.1 zorlanmış taşınım (doğal taşınım ihmal edilebilir)
10	1.46 x10 ⁶	1.71x10 ¹⁰	0.01	Zorlanmış	

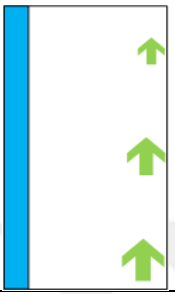
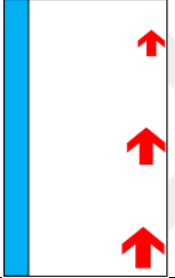
Tablo 4.45 Durum 1, 2, 3 de 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonun sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 2,982 + 0,2261ACH + 0,766\Delta T_{in-out} - 0,725\Delta T_{in-s}$ ($R^2 = 0,96$)								
Şekil	Durum	Hız m/s	ACH 1/h	ΔT_{in-out} K	ΔT_{in-s} K	h_c W/m ² K	$h_{c,kor}$ W/m ² K	Sapma %
	1	0.25	0.27	-1.6	-0.5	2.37	2.18	8.0%
	1	0.5	1.07	-0.2	0.7	2.67	2.56	4.0%
	1	1	2.69	0.5	1.3	2.88	3.03	-5.2%
	1	2.5	7.52	0.8	1.1	4.62	4.50	2.7%
	2	0.25	0.27	1.4	2	2.26	2.67	-17.9%
	2	0.5	1.07	3.4	3.9	2.71	3.00	-10.8%
	2	1	2.69	4.2	4.7	3.25	3.40	-4.6%
	2	2.5	7.52	4.0	4.3	4.55	4.63	-1.7%
	3	0.25	0.27	3.7	4.1	3.18	2.90	8.7%
	3	0.5	1.07	4.6	4.9	3.34	3.20	4.3%
	3	1	2.69	4.9	5.2	3.82	3.57	6.5%
	3	2.5	7.52	5.4	4.3	5.67	4.54	19.9%

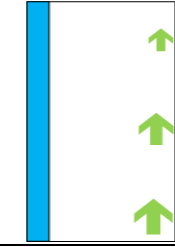
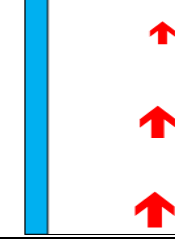
Tablo 4.46 Durum 1, 2, 3 de 5, 10 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 4,119 + 0,1435ACH$ ($R^2=0,93$)						
Şekil	Durum	Hız m/s	ACH 1/h	h_c W/m ² K	$h_{c,kor}$ W/m ² K	Sapma %
	1	5	15.6	6.41	6.35	0.9%
	1	10	31.7	9.13	8.67	5.1%
	2	5	15.6	6.17	6.35	-3.0%
	2	10	31.7	8.20	8.67	-5.7%
	3	5	15.6	6.48	6.35	1.9%
	3	10	31.7	8.73	8.67	0.7%

Tablo 4.47 Durum 4, 5’de (karşı duvardan havalandırma) 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 2,0984 + 0,1271ACH + 0,0670\Delta T_{in-out} - 0,0387\Delta T_{in-s}$ ($R^2 = 0,98$)								
Şekil	Durum	Hız m/s	ACH 1/h	ΔT_{in-out} K	ΔT_{in-s} K	h_c W/m ² K	$h_{c,kor}$ W/m ² K	Sapma %
	4	0.25	0.27	-1.3	-0.4	2.02	2.03	-0.5%
	4	0.5	1.07	-0.4	0.3	2.11	2.22	-5.2%
	4	1	2.69	0	0.6	2.59	2.46	4.9%
	4	2.5	7.52	2	2.7	3.29	3.29	-0.1%
	5	0.25	0.27	7.8	6.7	2.88	2.91	-1.2%
	5	0.5	1.07	5.3	8.2	2.91	2.91	0.1%
	5	1	2.69	4.4	5.8	3.04	2.96	2.7%
	5	2.5	7.52	2.9	5.6	3.41	3.47	-1.6%

Tablo 4.48 Durum 4, 5’de 5 ve 10 m/s hızları için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonu sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

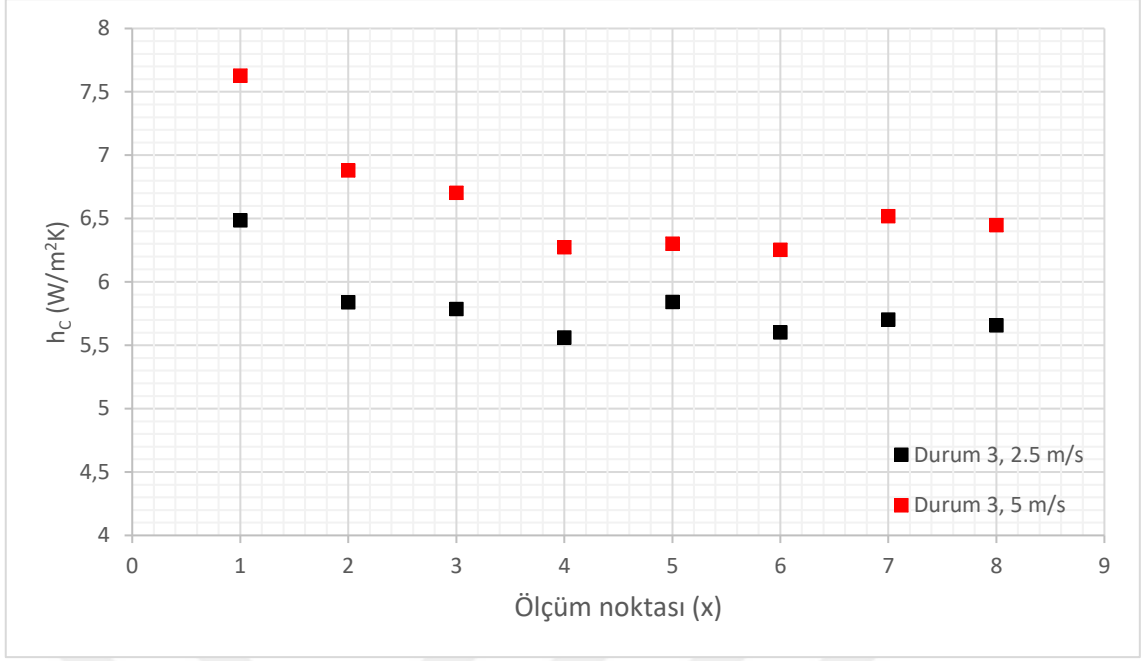
Korelasyon: $h_c = 2,547 + 0,1238ACH$ ($R^2 = 0,96$)						
Şekil	Durum	Hız m/s	ACH 1/h	h_c W/m ² K	$h_{c,kor}$ W/m ² K	Sapma %
	4	5	15.6	4.29	4.48	-4.3%
	4	10	31.7	6.69	6.47	3.3%
	5	5	15.6	4.66	4.48	4.0%
	5	10	31.7	6.25	6.47	-3.5%

Radyant soğutma yapılan sistemlerin, havalandırma ile birlikte çalışması durumunda radyant uygulama yapılan duvarın ısı karakteristiklerinin incelenmesi hedeflenmektedir. Bu durumdaki bir sistemde, karışık ve zorlanmış ısı taşınım durumlarının incelenmesi yeterli olsa da doğal taşınım değerleri (0 m/s) de literatürdeki diğer çalışmalar (Tablo 4.42) ile deney düzeneğinin doğrulaması açısından incelenmiştir. Bu karşılaştırma Tablo 4.43’de sunulmuştur.

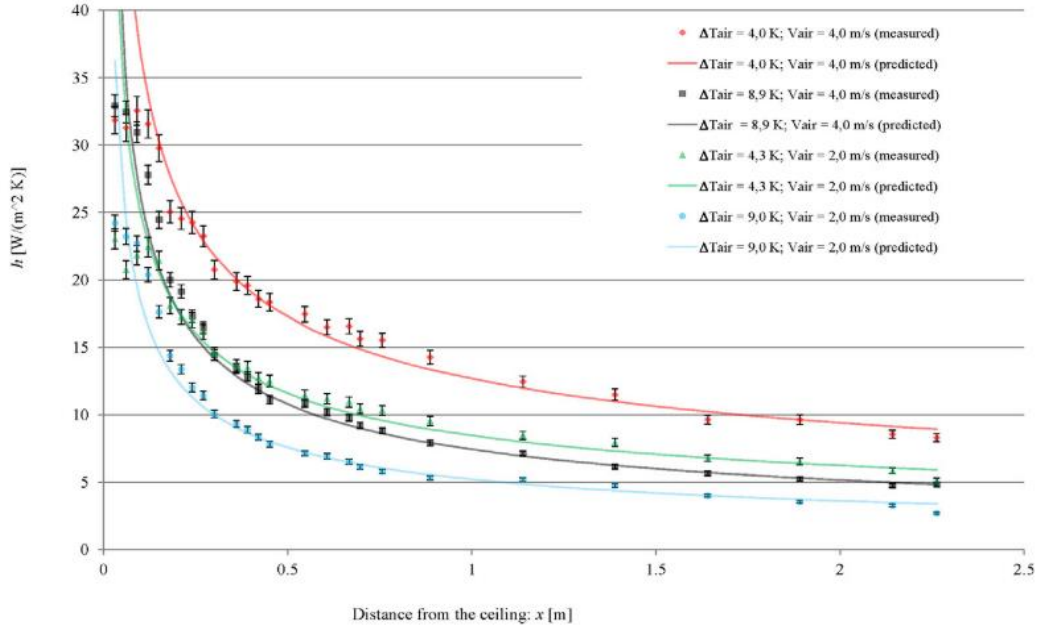
Daha önceki bölümlerde, doğal taşınım çalışmalarına nazaran karışık taşınım çalışmalarının literatürle karşılaştırılmasının zor olduğundan bahsedilmiştir. Bunun sebebi olarak, doğal taşınım uygulamalarında belirleyici etmenlerin karışık taşınımına göre daha az sayıda olması gösterilebilir ve literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırma imkânını artırır. Karışık taşınımında, radyant yüzey uygulamasına ek olarak, fan yönü (radyant duvara dik veya paralel), fan ağız şekli (genişliği, uzunluğu), fan konumu (doğal taşınım ters veya paralel) gibi etmenlerin daha fazla olması literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırma imkanını azalmaktadır.

Tablo 4.45 ve Tablo 4.47’de Durum 1 ve Durum 2’deki düşük hava hızları (0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s) için ısı taşınım katsayısının ampirik korelasyonları verilmiştir. İlgili korelasyonlarda görüldüğü üzere sıcaklık farkları da ısı taşınım katsayısını etkileyen değişken olarak verilmiştir. Yüksek hava hızlarında (5, 10 m/s) gerçekleştirilen deneylerin sonuçları üzerinde yapılan regresyon analizlerinde, sıcaklık değerlerinin sonuca etkisinin ihmal edilebilir düzeyde kaldığı görülmüştür. Bu sebeple, Tablo 4.46 ve Tablo 4.48’de sadece ACH parametresi, korelasyonda bir değişken olarak verilmiştir. Bu durum, zorlanmış ısı taşınım katsayısı korelasyonlarında sadece hız veya hıza bağlı değişkenlerin (ACH, hacimsel debi) verilmesi açısından literatürdeki diğer çalışmalarla örtüşmektedir. Deneysel sonuçlar üzerinde yapılan regresyon analizlerinden Tablo 4.44’de verilen değerlendirmeye uygun olarak, düşük hava hızlarında doğal taşınımın ısı taşınım katsayısına etki ettiği, buna karşın yüksek hava hızlarında doğal taşınım etkisinin ihmal edilebilir olduğu sonucu çıkarılabilir. Buna göre, mevcut çalışmada düşük hava hızlarında (0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s) karışık taşınım ve yüksek hava hızlarında (5, 10 m/s) zorlanmış taşınım (doğal taşınım ihmal edilebilir) olduğu görülmüştür.

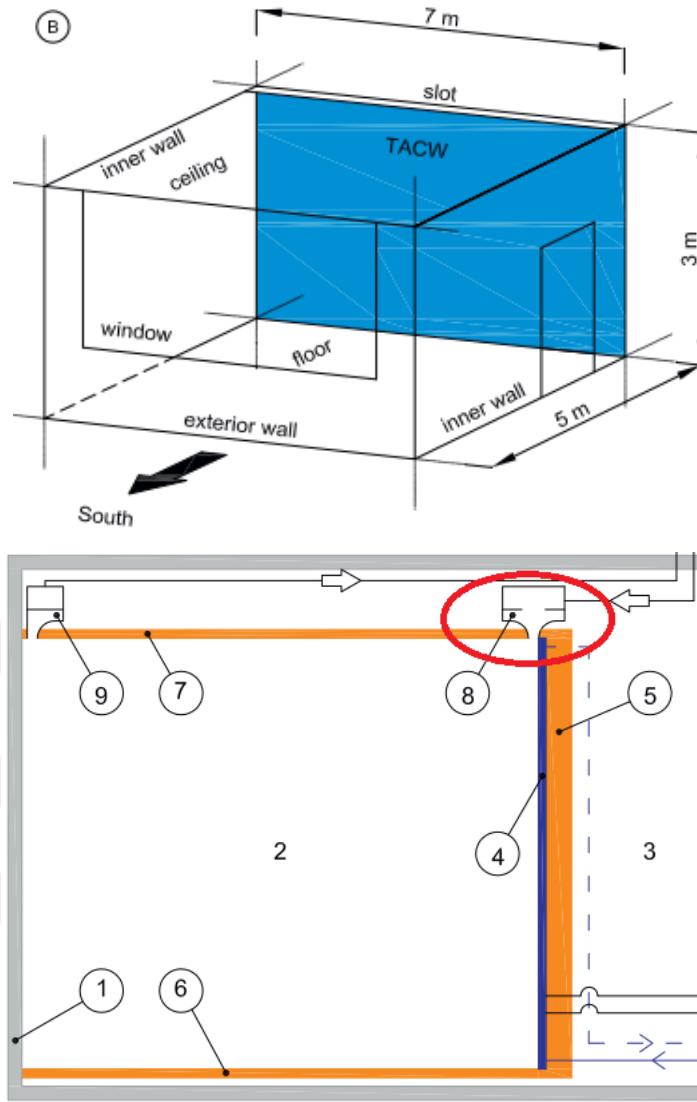
Venko vd. [28] tarafından 2013 yılında yapılan doğal ve karışık tip yerel ısı taşınım katsayısı çalışmasında, radyant soğuk duvar uygulaması üzerine aşağı yönlü duvara paralel hava beslemesi yapılan durum incelenmiştir. Deneylerde kullanılan odanın şematik gösterimi Şekil 4.32’de ve duvar üzerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının hava açıklığına olan uzaklığına bağlı değişimi Şekil 4.31’de verilmektedir. Hava açıklığına en yakın noktada, yerel ısı taşınım katsayısı en yüksek değerini alırken, hava açıklığından uzaklaştıkça katsayı değeri azalmaktadır. Hava açıklığına çok yakın bölgede katsayı değeri ani düşüş göstermekle beraber, yaklaşık duvarın yarı mesafesinden sonra değişim oldukça azalmaktadır. Bu grafikte 4 m/s hava hızında elde edilen ısı taşınım katsayısının 2 m/s hızında el edilene göre daha fazla olduğu da görülebilmektedir. Bahsi geçen çalışmadaki sonuçlar, genel trend olarak Şekil 4.30’de verilen 2.5 m/s ve 5 m/s hızlarındaki yerel ısı taşınım katsayılarıyla benzerlik göstermektedir. Hız ve sıcaklık farkları, hava girişi/çıkışı konumlandırmaları ve farklı referans sıcaklığı kullanılması sebebiyle CHTC sonuçları aynı grafik üzerinde karşılaştırılmamıştır. Venko v.d.’nin [28] deney düzeneğindeki, duvara yakın ölçüm noktalarının daha sık yerleştirilmesi ve hava kanalı açıklığının duvara bitişik olması, yerel CHTC eğrilerinin bu çalışmanın sonuçlarıyla birebir aynı olmamasının sebebi olarak gösterilebilir. Buna karşın, hava giriş açıklığına yaklaştıkça yerel ısı taşınım katsayılarında artış olduğu ve açıklıktan uzaklaştıkça duvar üzerindeki hava hızının etkisinin azalması sebebiyle yerel ısı taşınım katsayılarında azalma görünümü iki çalışma arasındaki benzerlik olarak açığa çıkmaktadır.



Şekil 4.30 Durum 3, 2.5 ve 5 m/s hızlarındaki yerel ısı taşınım katsayılarının hava girişi uzaklığına bağlı değişimi



Şekil 4.31 Venko vd.'nin [28] oda içerisindeki yerel ısı taşınım katsayılarının hava girişi uzaklığına bağlı değişimi



Şekil 4.32 Venko v.d.'nin [28] oda içerisindeki karışık taşınım çalışmasına ait şematik görünüm

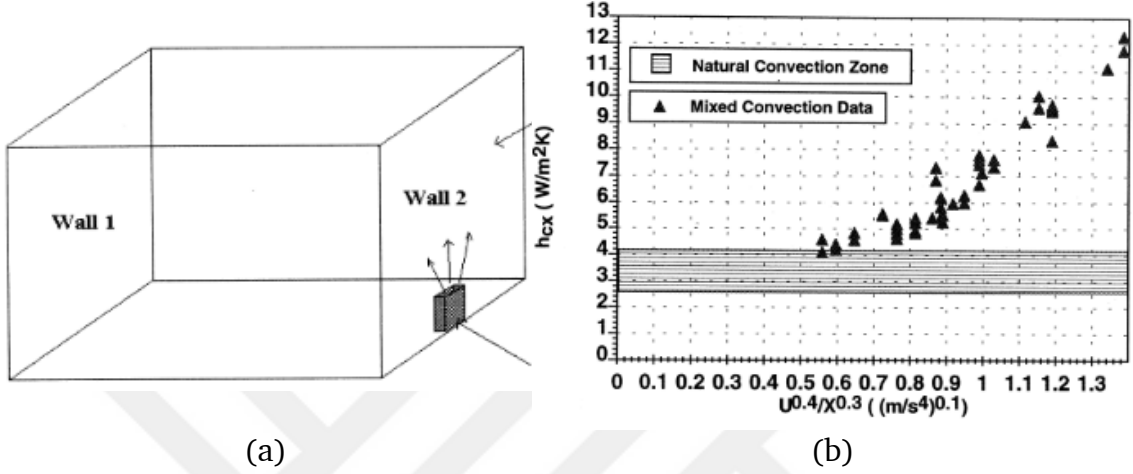
Karşılaştırma için kullanılan karışık taşınım korelasyonları Tablo 4.49'da verilmiştir. Oosthuizen ve Bassey'in [54] korelasyonu farklı uzunluklardaki ısıtılan düşey levhalar için türetilmiştir ve levhalar rüzgar tüneli içerisinde doğal taşınım akımları ile aynı yönde (yukarı doğru) bir hava akımı etkisi altında incelenmiştir. Rüzgar tüneli testleri, 0.31, 0.635, 1.27, 2.54 cm'lik düşey plaka uzunlukları için sırasıyla 190, 1450, 12000, 10^6 Grashof sayılarında gerçekleştirilmiştir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi araştırma sonucunda verilmiştir. Novoselac vd.'nin [55] Tablo 4.49'de verilen korelasyonu, soğutulmuş tavan (CC) panelin ortasında bulunan bir yüksek hızlı hava besleme ağzından sağlanan tavana paralel iki yönlü hava akışının etkisi altındaki bir duvar için geliştirilmiştir.

Tablo 4.49 Karşılaştırması yapılan karışık taşınım ısı geçiş katsayısı korelasyonları

Oosthuizen ve Bassey [54]	$h = \frac{k}{L} \left\{ Re^{0.5} \left[\left(Re^{-0.5} + 0.42 \left(\frac{Gr}{Re^2} \right)^{0.25} \right)^4 + (0.4Re^{-0.5} + 0.59)^4 \right]^{0.25} \right\}$
Novoselac vd. [55]	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^3 + (1.84 ACH^{0.55})^3 \right]^{1/3}$
Awbi ve Hatton [26]	$h = [h_{cn}^{3.2} + h_{cf}^{3.2}]^{1/3.2}$ $h_{cn} = 1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}}$ $h_{cf} = 3.79 W^{1.536} V_a^{1.536}$
	Bu çalışma için uyarlama yapılmış korelasyonlar: Havanın soğuk duvar boyunca üflenmesi durumu $h_{cf} = 3.79(0.54)^{1.536} V_a^{1.536}$ Havanın karşıt duvar boyunca üflenmesi durumu $h_{cf} = 3.79(0.39)^{1.536} V_a^{1.536}$

Awbi ve Hatton'un [26] 1999 yılında yapmış olduğu oda içerisindeki karışık taşınım çalışmasında, farklı yüzey ısıtma ve fan konum/yön konfigürasyonları incelemiştir. Bu çalışmada, radyant ısıtma uygulanan duvara yukarı yönlü hava akımı, duvara bitişik fan konumlandırılması ile verilmiştir ve çalışmada bu durum konfigürasyon-6 olarak tanımlanmıştır. Bu konfigürasyona ait şematik çizim ve yerel ısı taşınım katsayısı grafiği Şekil 4.33'de verilmiştir. Çalışmada akış için tanımlama yapılmamış olsa da sıcak duvarda doğal akışın yukarı yönlü olduğu bilgisiyle, çalışmada uygulanan cebri akış, destekleyen akış olarak tanımlanabilir.

Şekilde görüldüğü üzere, doğal ısı taşınım katsayısı $2,5-4 \text{ W/m}^2\text{K}$ aralığında gösterilmekle beraber, karışık ısı taşınım katsayısı $3,9-12,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ aralığında verilmiştir. Hız, sıcaklık, hava girişi/çıkışı konumu, radyant duvar uygulaması mevcut deney ile bire bir aynı olmasa da katsayıların sonuç aralığı ve CHTC'nin hava hızıyla artışı bu çalışmadaki sonuçlarla uyumluluk göstermektedir.

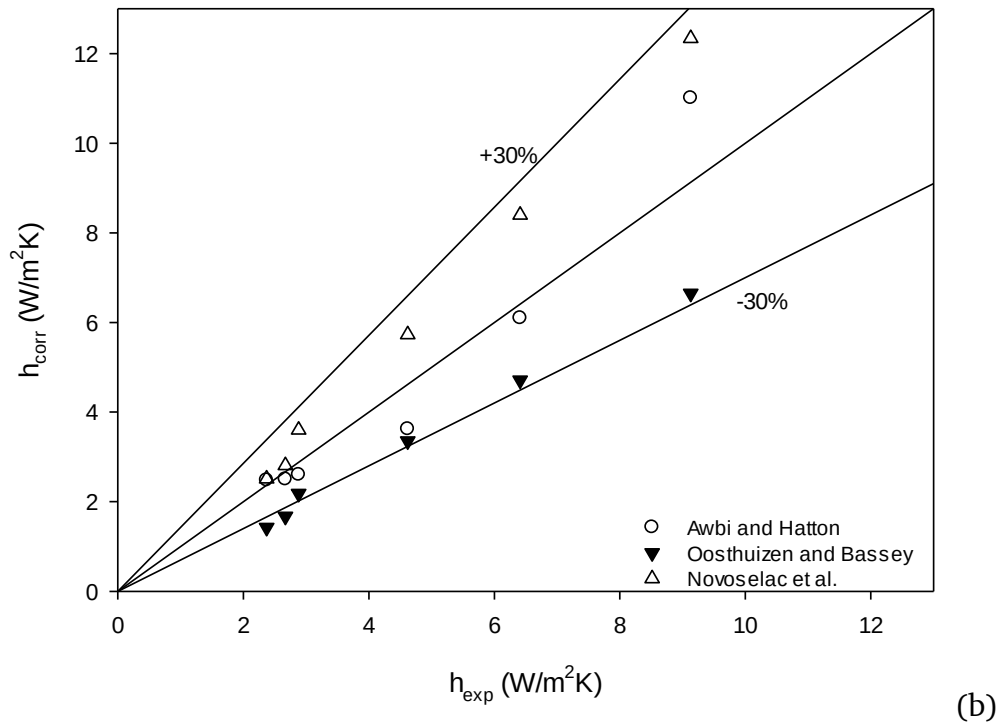
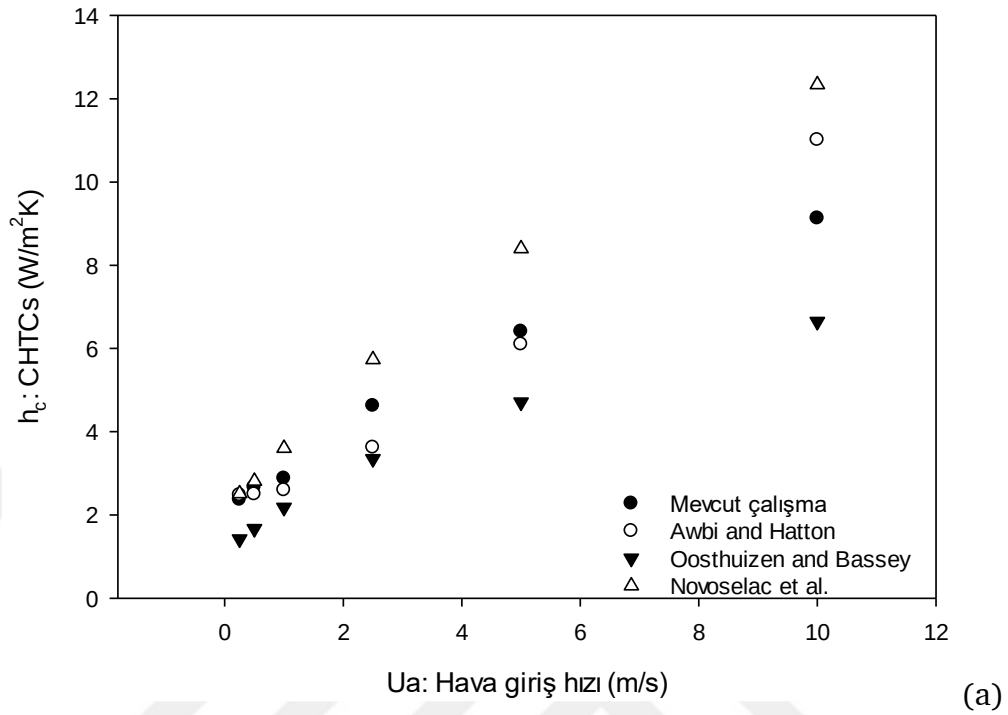


Şekil 4.33 Awbi ve Hatton'un [26] çalışmasının şematik gösterimi (a) ve yerel ısı geçiş katsayılarının hava hızlarına bağlı değişimi (b)

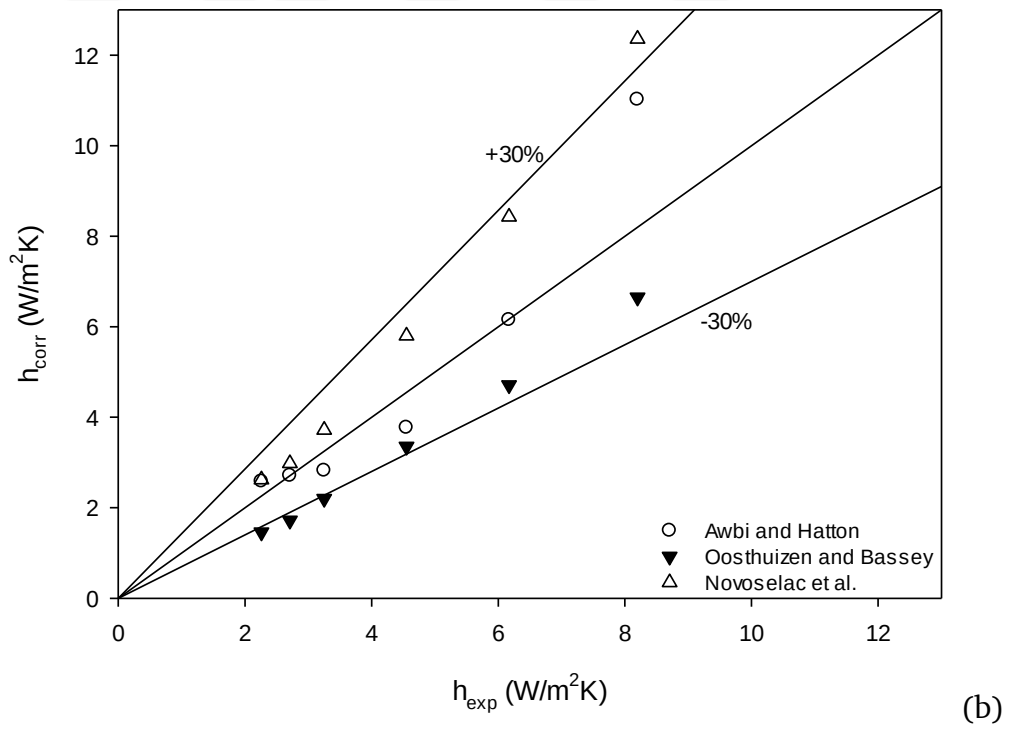
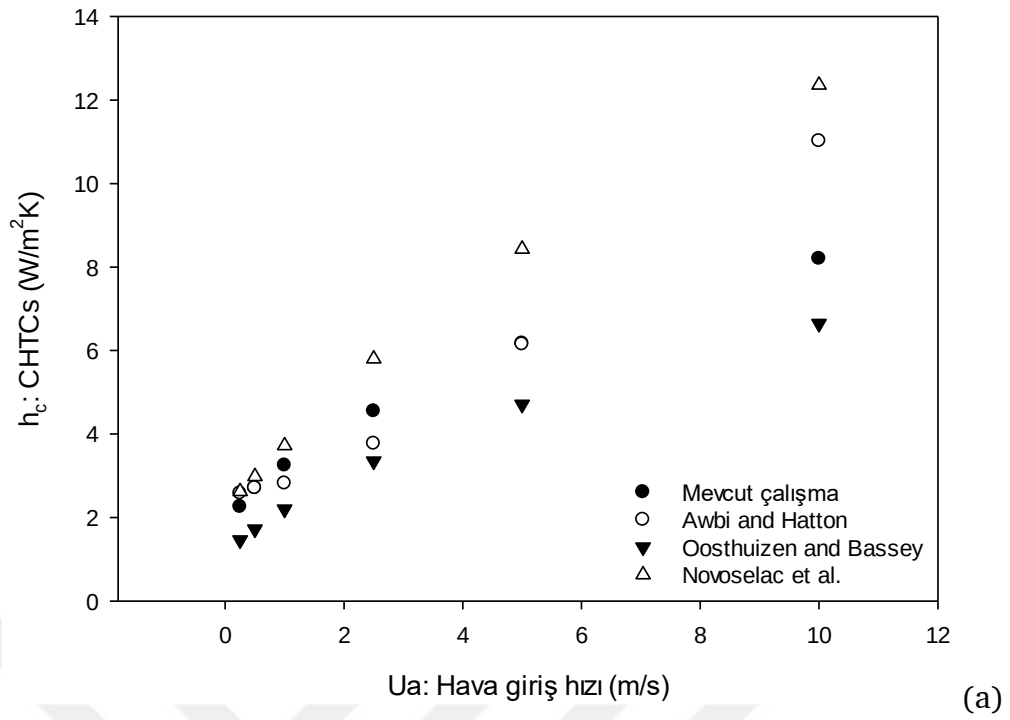
Awbi ve Hatton'un [26] Tablo 4.49'da verilen karışık taşınım korelasyonu, doğal (h_{cn}) ve zorlanmış (h_{cf}) taşınım korelasyonlarının birleşiminden meydana gelmiştir. Hava besleme açıklığının genişliği $0,25$ ila $0,65 \text{ m}$ arasında ayarlanarak, çalışma [26] çeşitli açıklık genişlikleri (W) ile gerçekleştirilmiştir. Öte yandan, tez çalışması incelemesindeki ($0,007 \text{ m}$) gibi çok ince açıklık genişliğine sahip hava girişi açıklığı için, W parametresinin hava hızı (U_a) ile çarpma işlemi üzerindeki azaltıcı etkisi nedeniyle, zorlanmış taşınım korelasyonu hava hızına karşı duyarsız hale gelmektedir. Bu sebeple, Awbi ve Hatton'un [26] zorlanmış taşınım korelasyonu, bu çalışmanın soğutulmuş duvardan ve karşı duvardan üflenecek havayı içeren senaryoları için yeniden uyarlanmıştır.

Tablo 4.49'de verilen korelasyonlar her ne kadar karışık taşınım için türetilmiş olsa da, Oosthuizen ve Bassey [54], Novoselac vd. [55] ve önerilen uyarlanmış Awbi ve Hatton korelasyonları [26] doğal, karışık ve zorlanmış CHTC'lerin belirlenmesi için kabul edilebilir sonuçlar verir, çünkü bu korelasyonlar sıcaklık farkı, hız,

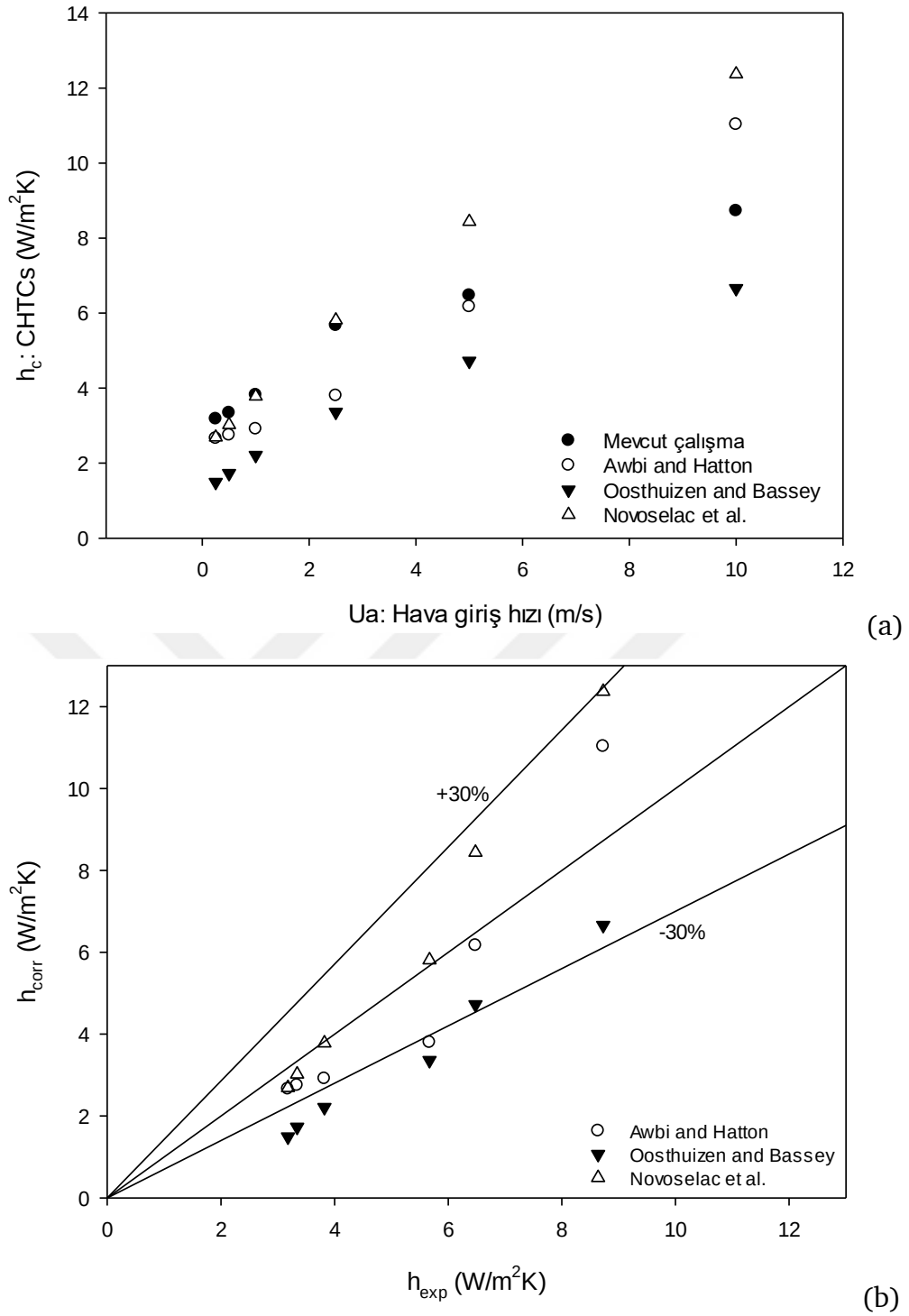
Reynolds sayısı ve Grashof sayısı gibi doğal ve zorlanmış taşınım parametrelerini içerirler.



Şekil 4.34 Durum 1 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması



Şekil 4.35 Durum 2 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması



Şekil 4.36 Durum 3 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.34 den Şekil 4.38'a kadar, her bir durum deneylerinin ortalama CHTC sonuçları, Awbi ve Hatton'nın [26] ısıtılmış duvar ve destekleyen akış olan yukarı üflemlili difüzör konfigürasyonu, Oosthuizen ve Bassey[54] 'in rüzgar tüneli çalışmasındaki düşey plakası çalışması ve Novoselac vd.'nin [55] tavan difüzörlü

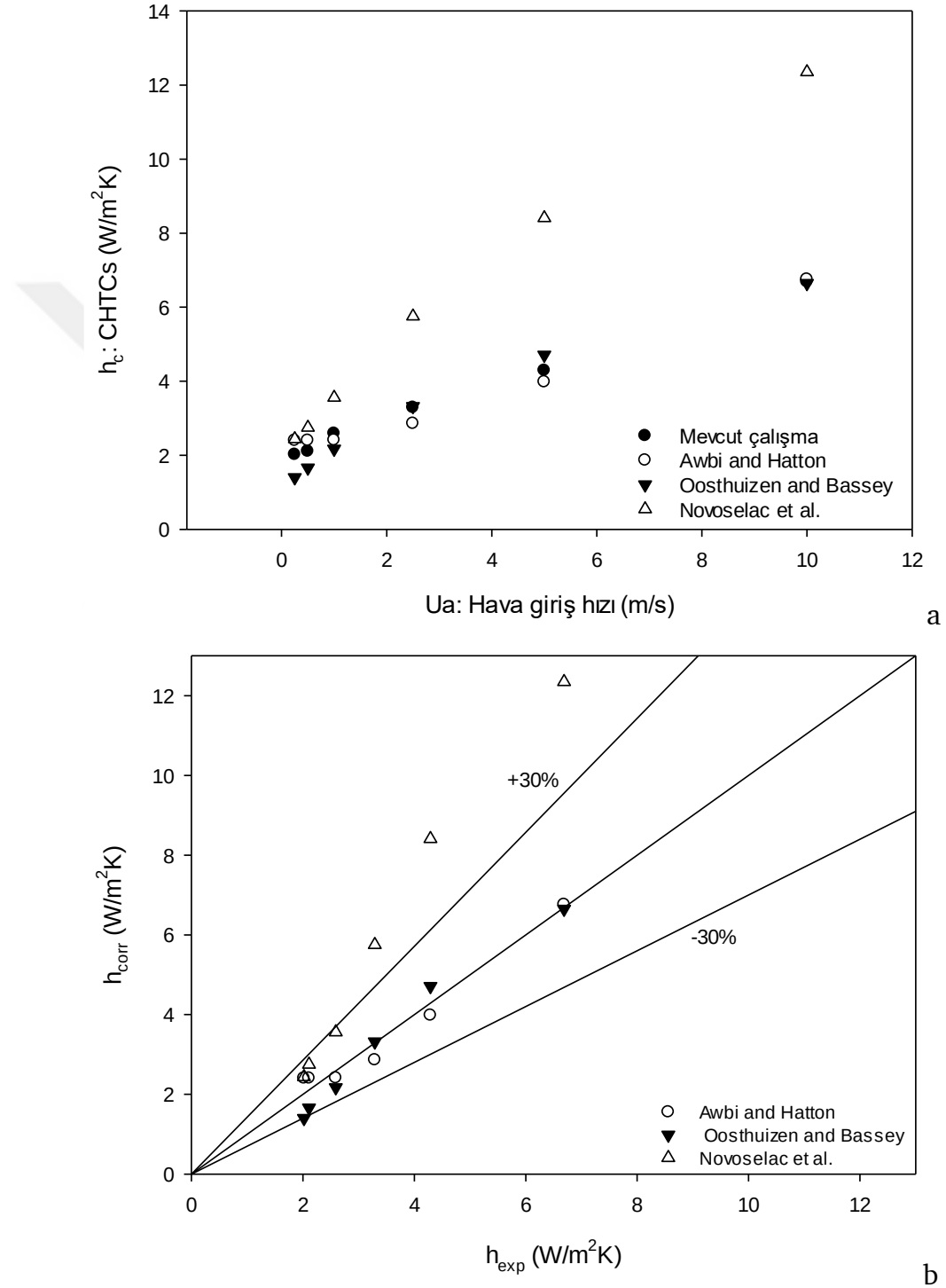
soğutma çalışmalarının korelasyonlarından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Awbi ve Hatton'un [26] çalışmasında, çeşitli hava besleme açıklığı genişlikleri (W) araştırılmıştır, bu nedenle çalışmadaki korelasyon genişlik parametresi içerir. Aynı çalışmadaki hava besleme açıklığı genişlikleri mevcut çalışmadan oldukça farklıdır, bu nedenle ilk aşamada karşılaştırma sonucunda tutarsızlık gözlemlenmiştir. Bu durumu aşmak için; Awbi ve Hatton'un [26] önerdiği denklem, bu çalışmada ölçülen tüm veriler için açıklık genişliğini (Durum 1, 2, 3 için 0,54, Durum 4,5 için 0,39) sabit alınarak değiştirilmiştir. Sabit değere, ortalama hatanın en düşük olduğu W değeri ile karar verilmiştir. Bu durumda, açıklık genişliği (W) parametresinin CHTC üzerindeki etkisinin ortadan kaldırıldığı, başka bir deyişle, yeni uyarlanmış korelasyonun sadece ölçülen verilerin hava besleme hızına bağlı olarak alındığı Tablo 4.49'de görülebilir. Awbi ve Hatton'nın [26] korelasyonu ısıtılmış duvar ve farklı tip difüzör için türetilmiş olmasına rağmen, parametre ayarlaması ile uyarlanmış korelasyonun CHTC sonuçları, mevcut deneysel çalışmanın sonuçları ile oldukça iyi bir uyum göstermektedir. Ayrıca, mevcut çalışmanın Senaryo 1 ve Senaryo 2 sonuçları ile Awbi ve Hatton'un [26] deneysel çalışmasında verilen korelasyon sonuçları arasında sırasıyla %15 ve %9 mutlak sapmalar bulunduğu açığa çıkmıştır.

Mevcut çalışma ile karşılaştırma yapılan bir başka kaynak olan Oosthuizen ve Bassey'in [54] korelasyonu bir rüzgar tüneline yer alan ısıtılmış bir plaka üzerinde havanın yukarı yönlü üflendiği (destekleyen akış) durum için üretilmiştir. Mevcut araştırmanın sonuçları, Oosthuizen ve Bassey'in [54] önerilen korelasyonu kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında Senaryo 1 ve Senaryo 2 için, sırasıyla %33 ve %17'lik mutlak sapma oranları olduğu fark edilmektedir. Ayrıca, güçlü bir zıt akışın mevcut olduğu Senaryo 1 için, zayıf olan Senaryo 2'deki destekleyen akışa göre daha yüksek sapma oranlarının gözlemlenmesi anlaşılabilir çünkü kayma gerilmesi sebebiyle akış karşı duvara ulaşırken yol boyunca hızını kaybeder.

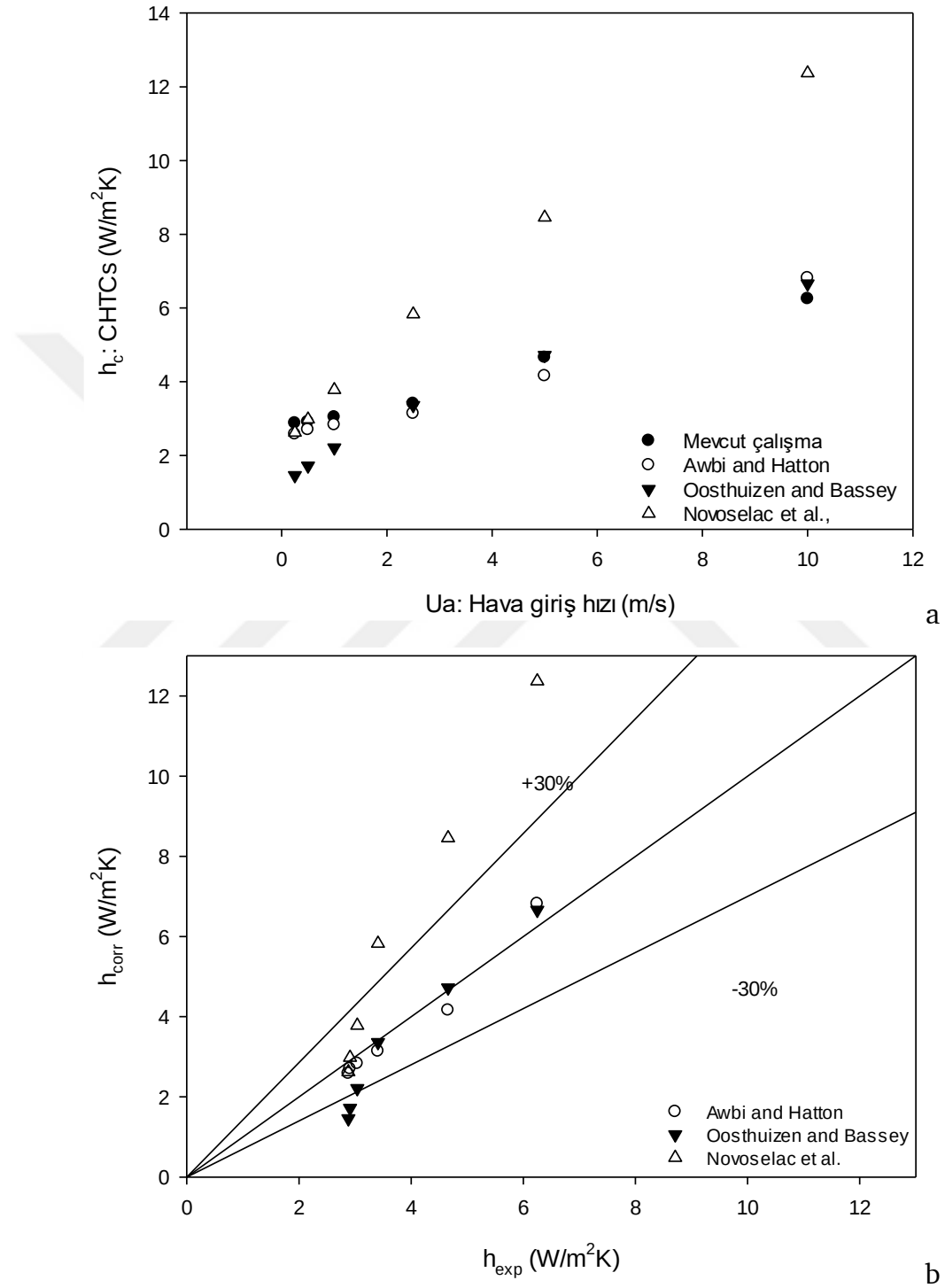
Bu araştırma için üçüncü bir karşılaştırma kaynağı olarak Novoselac vd.'nin [55] çalışması seçilmiştir. Tavan, döşeme ve duvarlara ait CHTC'lerin incelendiği makalede, yüksek hızlı hava beslemesi soğuk tavanın ortasından üflenerek hem

sağdaki hem de soldaki duvara etki etmektedir. Çalışmada, soğuk tavan hava beslemesi etkisi altındaki duvarlar için korelasyonlar türetilmiştir. Araştırmanın ölçümleri kullanılarak elde edilen bu korelasyonun sonuçları, mevcut deneysel çalışmanın Durum 1,2 ve 3 deneysel CHTC sonuçları ile %21'lik bir sapma aralığı içinde yer almaktadır.



Şekil 4.37 Durum 4 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarıyla karşılaştırılması

Şekil 4.34 den Şekil 4.38'a kadar, yukarıda bahsedilen araştırmacılar tarafından türetilen korelasyonlar kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayıları, bu çalışma ile elde edilen ısı taşınım katsayıları ile mukayese edildiğinde çoğunluk itibariyle %30 bant içinde kalmıştır.



Şekil 4.38 Durum 5 deneylerinin ortalama ısı taşınım katsayılarının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deneyisel çalışmalarda, deney yapan veya deney düzeneği/ölçüm ekipmanı kaynaklı hatalar meydana gelebilir. Bu iki hatadan ilki, deneyimli bir kişi tarafından deneyler yapılarak önlenebilirken, ikincisinden kaçınmak pek mümkün değildir. Deney düzeneğinden kaynaklanan hatalar, deney ekipmanlarının yapısından, yanlış tasarımdan, sabit hatalardan veya rastgele hatalardan kaynaklanan hatalar olarak kabul edilir. Ekipmanlarda, rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vb. sebeplerden dolayı hatalar oluşur. Sabit hatalar ile rastgele hatalar arasında ayrım yapmak genellikle zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır ve uygun bir kalibrasyon ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletinin imalatının doğru yapıldığı kabul edilirse hata analizi; sabit ve rastgele hataların ve bunların deneyisel sonuçlara etkisinin belirlenmesidir [56].

Kline ve McClintock [57] tarafından oluşturulan belirsizlik analizi yöntemi kullanılarak deneyisel sonuçlardaki belirsizlikler hesaplanmıştır. Burada “belirsizlik”ten kastedilen, hatanın sahip olabileceği olası bir değerdir. Tek bir gözlem için, gerçek ve gözlemlenen değerler arasındaki fark olan hata, belirli bir sabit sayıdır. Ancak belirsizlik veya hatanın ne olabileceği, gözlemin özel durumuna bağlı olarak önemli ölçüde değişebilir. 'Değişken', değişkenlerin kayıtlı değerleri üzerinde düzeltmeler veya hesaplamalar yapılarak elde edilen 'sonuç'un aksine, doğrudan laboratuvarında gözlemlenen temel bir nicelik anlamına gelecektir. Değişkenlerin kaydedilen değerlerine "veri" adı verilir. Elbette birkaç durumda, sonuçlar verilerle aynı olacaktır. [57].

“R” belirsizliği, hesaplanmak istenen deneysel parametredir ve “n” bu parametreye etki eden bağımsız değişken sayısıdır. R, Denklem 5.1’de gösterildiği gibi n sayıdaki X bağımsız değişkenlerinin fonksiyonu şeklinde yazılabilir.

$$R = R (X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (5.1)$$

Kline ve McClintock [57] tarafından tek örnekli deneylerde belirsizliği tanımlama üzerine yazılan makalelerinin sonuç bölümünde, R büyüklüğünün hata oranı w_R olmak üzere, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ler de $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ bağımsız değişkenlere ait hata oranlarıdır. Her bir sonuçtaki belirsizlik aralığının, Denklem 5.2 kullanılarak hesaplanabileceği belirtilmiştir.

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_3} w_3\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_4} w_4\right)^2 \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} w_n\right)^2} \quad (5.2)$$

Yukarıda özetlenen belirsiz analizi yöntemini tez çalışmasında elde edilen deneysel sonuçlar için uygulandığında, elde edilecek denklemler müteakip denklemlerde verilmiştir.

Toplam ısı geçiş Q_t için;

$$Q_t = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out}) \quad (5.3)$$

$$w_{Q_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_t}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{in}} w_{T_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{out}} w_{T_{out}}\right)^2} \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial \dot{m}} = [C_p(T_{in} - T_{out})w_m]^2 \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial T_{in}} = [\dot{m}C_p w_{T_{in}}]^2 \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial T_{out}} = [\dot{m}C_p w_{T_{out}}]^2 \quad (5.7)$$

$$w_{Q_t} = \sqrt{[C_p(T_{in} - T_{out})w_m]^2 + [\dot{m}C_p w_{T_{in}}]^2 + [\dot{m}C_p w_{T_{out}}]^2} \quad (5.8)$$

Taşınmı ısı akısı q_c için;

$$q_c = q_t - q_r \quad (5.9)$$

$$w_{q_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_c}{\partial q_t} w_{q_t}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_c}{\partial q_r} w_{q_r}\right)^2} \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial q_c}{\partial q_t} = 1 \quad (5.11)$$

$$\frac{\partial q_c}{\partial q_r} = -1 \quad (5.12)$$

$$w_{q_c} = \sqrt{(w_{q_t})^2 + (w_{q_r})^2} \quad (5.13)$$

Işınım ısı akısı q_r için;

$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(T_s)^4 - (T_{AUST})^4] \quad (5.14)$$

$$w_{q_r} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_r}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{AUST}} w_{T_{AUST}}\right)^2} \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_s} = 5 \times 10^{-8} \times 4(T_s)^3 \quad (5.16)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_{AUST}} = 5 \times 10^{-8} \times 4(T_{AUST})^3 \quad (5.17)$$

$$w_{q_r} = \sqrt{(5 \times 10^{-8} \times 4(T_s)^3)^2 + (5 \times 10^{-8} \times 4(T_{AUST})^3)^2} \quad (5.18)$$

Toplam ısı geiş katsayısı (h_t) için;

$$h_t = \frac{Q_t}{A(T_s - T_a)} \quad (5.19)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_t}{\partial Q_t} w_{Q_t}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_a} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial Q_t} = \frac{1}{A(T_s - T_a)} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_s} = \frac{-Q_t}{A(T_s - T_a)^2} \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_a} = \frac{Q_t}{A(T_s - T_a)^2} \quad (5.23)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{1}{A(T_s - T_a)} w_{Q_t}\right)^2 + \left(\frac{-Q_t}{A(T_s - T_a)^2} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{Q_t}{A(T_s - T_a)^2} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.24)$$

Taşınım ısı geiş katsayısı (h_c) için;

$$h_c = \frac{q_c}{(T_s - T_a)} \quad (5.25)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_c}{\partial q_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_a} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial q_c} = \frac{1}{(T_s - T_a)} \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_s} = -\frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_a} = \frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} \quad (5.29)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} w_{q_c}\right)^2 + \left(-\frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.30)$$

Işınım ısı geçiş katsayısı (h_r) için;

$$h_r = \frac{q_r}{(AUST - T_s)} \quad (5.31)$$

$$w_{h_r} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_r}{\partial q_r} w_{q_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial AUST} w_{AUST}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2} \quad (5.32)$$

$$\frac{\partial h_r}{\partial q_r} = \frac{1}{(AUST - T_s)} \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial h_r}{\partial AUST} = -\frac{q_r}{(AUST - T_s)^2} \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial h_r}{\partial T_s} = \frac{q_r}{(AUST - T_s)^2} \quad (5.35)$$

$$w_{h_r} = \sqrt{\left(\frac{1}{(AUST - T_s)} w_{q_r}\right)^2 + \left(-\frac{q_r}{(AUST - T_s)^2} w_{AUST}\right)^2 + \left(\frac{q_r}{(AUST - T_s)^2} w_{T_s}\right)^2} \quad (5.36)$$

Her bir deneysel sonuç parametresi için elde edilen belirsizlik analizi sonuçları Tablo 5.1’de verilmektedir.

Tablo 5.1 Deneysel sonuçlara ait belirsizlik analizi

Büyüklik	Belirsizlik
Toplam ısı akısı	$\pm\%2.2$
Işınım ısı akısı	$\pm\%0.2$
Taşınım ısı akısı	$\pm\%2.2$
Toplam ısı geçiş katsayısı	$\pm\%3.6$
Işınım ısı geçiş katsayısı	$\pm\%2.5$
Taşınım ısı geçiş katsayısı	$\pm\%3.7$

6 SONUÇ VE ÖNERİLER

1.8x1.8 m² taban alanına ve 2.7 m yüksekliğe sahip kapalı bir mahal içinde bir yüzeyi (duvar) radyant panel yardımıyla soğutulan ve beraberinde farklı hava besleme sıcaklıklarında/ hızlarında radyant duvar ile karşıt duvara bitişik hava kanalından havalandırmanın yapıldığı sistemin ısı karakteristikleri incelenmiştir. Deneylerin gerçekleştiği kapalı hacim boyutları açısından oldukça yaygın kullanılan güvenlik ve satış kabinlerine benzerliği sebebiyle, elde edilen veriler bu tür yapılardaki ısı uygulamaların tasarımında önemli bir kaynak oluşturabilir.

Çalışmadaki ısı karakteristikler, radyant duvar ve oda arasında oluşan ışıınım, taşınım ve toplam ısı akılarını, ışıınım, taşınım ve toplam ortalama ısı geçiş ve yerel ısı taşınım katsayılarını kapsamaktadır. Avrupa Birliği'nin Bina Enerji Performansı Direktifi (EPBD) tarafından binaların yıllık tahmini enerji tüketimlerinin belirlenmesi zorunlu tutulmuştur. Isı taşınım katsayısı korelasyonlarına, binalardaki yıllık enerji tüketimi tahmini yapan yazılımlar tarafından ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple, deneylerde belirtilen koşullara benzer durumlarda uygulanmak üzere radyant soğutma ve havalandırmanın yapıldığı kapalı hacimler için korelasyonlar önerilmiştir. Isıl konfor ve asimetri çalışmalarında ihtiyaç duyulan düşey sıcaklık değişimleri de (VTG) deney sonuçlarında verilmiştir.

Tablo 6.1 Önerilen ortalama ısı taşınım katsayısı korelasyonları

Havalandırmanın radyant duvara bitişik hava kanalı açıklığından uygulandığı durum için oluşturulan korelasyonlar:	
$h_c = 2.982 + 0.2261ACH + 0.766\Delta T_{in-out} - 0.725\Delta T_{in-s}$	$0.25 \leq U_a \leq 2.5$
$h_c = 4.119 + 0.1435ACH$	$5 \leq U_a \leq 10$
Havalandırmanın karşıt duvara bitişik hava kanalı açıklığından uygulandığı durum için oluşturulan korelasyonlar:	
$h_c = 2.0984 + 0.1271ACH + 0.0670\Delta T_{in-out} - 0.0387\Delta T_{in-s}$	$0.25 \leq U_a \leq 2.5$
$h_c = 2.547 + 0.1238ACH$	$5 \leq U_a \leq 10$

- Kapalı bir mahalde soğuk duvarda oluşan ısı geçiş hızının, hava girişinin soğuk duvara bitişik havalandırma kanalından uygulanması halinin, karşıt duvardan uygulaması haline göre tüm hava hızları için daha yüksek olduğu ortaya çıkmıştır.
- 0.25 m/s hava giriş hızında ısı taşınım katsayısında %9 azalma gözlemlenmiştir. Bu durumun muhtemel nedeni ise aşağı yönlü doğal akışa karşı havalandırmanın yapılmasıdır.
- Genel olarak taşınım ile ısı geçişinin, havalandırma hızı ile artış gösterdiği gözlemlenmiştir. 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s hava giriş hızlarında, giriş havasının sıcaklığı ile hızının beraber etki ettiği görülmüştür. Buna karşın, 5 ve 10 m/s hava hızlarında, giriş havası sıcaklığının etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu nedenle, sadece yüksek hava hızlarının, ısı taşınım katsayısı korelasyonuna etki ettiği yapılan regresyon analizinde saptanmıştır.
- Radyant soğuk duvarda oluşan taşınım ve toplam ısı geçiş katsayıları, sırasıyla en düşük 2.02 ve 7.29 W/m²K ve en yüksek 9.13 ve 13.88 W/m²K olarak hesaplanmıştır.

- Havalandırmanın radyant duvara ve karşıt duvara bitişik havalandırma kanalı açıklığından uygulandığı durumlar için ısı taşınım katsayısı korelasyonlar üretilmiştir.
- Test odası hacminin küçük olması, daha yüksek sıcaklık farklarında çalışılmasına olanak sağlamamaktadır. Terminal/kapalı spor salonları/depo gibi yüksek hacimli binalar için farklı test odası uygulamaları gelecek çalışmalar için önerilebilir.
- Bu tezde havalandırmanın, radyant soğutma yapılan kapalı bir hacme etkisi sadece ısı karakteristیکler açısından incelenmiştir. Benzer mahallerin, ısı karakteristیکlerinin belirlenmesi haricinde ısı konfor (sıcaklık etkisi, hava hızı etkisi, nem etkisi, metabolik aktivite etkisi, memnuniyetsizlik, tahmini ortalama oy, CO₂ ve havadaki partikül oranları, vs.) bakımında da incelemesi önemlidir. Gelecekte yapılması planlanan çalışmalarda bu hususların da dikkate alınması önerilmektedir.

- [1] I. Beausoleil-Morrison, The adaptive simulation of convective heat transfer at internal building surfaces, *Build. Environ.* 37 (2002) 791–806. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(02\)00042-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(02)00042-2).
- [2] L. Peeters, I. Beausoleil-Morrison, A. Novoselac, Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations, *Energy Build.* 43 (2011) 2227–2239. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.05.002>.
- [3] H.B. Awbi, A. Hatton, Natural convection from heated room surfaces, *Energy Build.* 30 (1999) 233–244. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(99)00004-3).
- [4] F. Alamdari, G.P. Hammond, Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms, *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 4 (1983) 106–112. <https://doi.org/10.1177/014362448300400304>.
- [5] Y. Karakoyun, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, A.S. Dalkilic, An experimental investigation on heat transfer characteristics arising over an underfloor cooling system exposed to different radiant heating loads through walls, *Appl. Therm. Eng.* 164 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114517>.
- [6] J.A. Myhren, S. Holmberg, Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators, *Energy Build.* 41 (2009) 92–100. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2008.07.014>.
- [7] A.A. Szewczyk, Combined Forced and Free-Convection Laminar Flow, *J. Heat Transfer.* 86 (1964) 501–507. <https://doi.org/10.1115/1.3688729>.
- [8] T. Cholewa, M. Rosiński, Z. Spik, M.R. Dudzińska, A. Siuta-Oлча, On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room, *Energy Build.* 66 (2013) 599–606. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.065>.
- [9] T. Cholewa, R. Anasiewicz, A. Siuta-Oлча, M.A. Skwarczynski, On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant ceiling and room, *Appl. Therm. Eng.* 117 (2017) 76–84. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.019>.
- [10] ASHRAE, Handbook HVAC Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [11] ASHRAE, 2012 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning: Systems and Equipment, 2012.
- [12] V.J. Min TC, Schutrum LF, Parmelee GV, Natural convection and radiation in a panel heated room, *ASHRAE Trans.* 62 (1956) 337–358.
- [13] M.J. Li LD, Beckman WA, An experimental study of natural convection in an office room, large time results, *Sol. Energy.* (1983).

- [14] D. Schlapmann, Heat output and heat losses of floor heating, in: *New Energy Conserv. Technol. Their Commer. Int. Conf.*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, 1981. <http://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=PASCAL83X0365750>.
- [15] A.J.N. Khalifa, R.H. Marshall, Natural and forced convection on interior building surfaces: preliminary results, in: *Appl Energy Res. Conf.*, Swansea, 1989.
- [16] A.J.N. Khalifa, R.H. Marshall, Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell, *Int. J. Heat Mass Transf.* 33 (1990) 2219–2236. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90122-B](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90122-B).
- [17] O. Acikgoz, A novel evaluation regarding the influence of surface emissivity on radiative and total heat transfer coefficients in radiant heating systems by means of theoretical and numerical methods, *Energy Build.* (2015). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.016>.
- [18] S.W. Churchill, H.H.S. Chu, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transf.* (1975). [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).
- [19] F. Causone, F. Baldin, B.W. Olesen, S.P. Corgnati, Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations, *Energy Build.* 42 (2010) 2338–2352. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2010.08.001>.
- [20] N. Matsuki, Y. Nakano, T. Miyanaga, N. Yokoo, T. Oka, Performance of radiant cooling system integrated with ice storage, *Energy Build.* 30 (1999) 177–183. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00085-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00085-1).
- [21] S.J. Rees, P. Haves, An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and a chilled ceiling, *Build. Environ.* 59 (2013) 358–368. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.09.001>.
- [22] J.D. Spitler, C.O. Pedersen, D.E. Fisher, Interior convective heat transfer in buildings with large ventilative flow rates, *ASHRAE Trans.* 97 (1991) 505–515.
- [23] D.E. Fisher, An experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular enclosure, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1995. <http://hdl.handle.net/2142/22513> (accessed October 15, 2019).
- [24] D.E. Fisher, C.. Pedersen, Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations, *ASHRAE Trans.* 103 (1997) 137–148. <https://www.osti.gov/biblio/349950>.
- [25] K. Goldstein, A. Novoselac, Convective heat transfer in rooms with ceiling slot diffusers (rp-1416), *HVAC R Res.* 16 (2010) 629–655. <https://doi.org/10.1080/10789669.2010.10390925>.
- [26] H.B. Awbi, A. Hatton, Mixed convection from heated room surfaces, *Energy*

- Build. 32 (2000) 153–166. [https://doi.org/10.1016/S0098-8472\(99\)00063-5](https://doi.org/10.1016/S0098-8472(99)00063-5).
- [27] I. Beausoleil-Morrison, An algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms, *Energy Build.* 33 (2001) 351–361. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00117-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00117-1).
- [28] S. Venko, D. Vidal de Ventós, C. Arkar, S. Medved, An experimental study of natural and mixed convection over cooled vertical room wall, *Energy Build.* 68 (2014) 387–395. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.09.014>.
- [29] F. Fernández-Hernández, A. Fernández-Gutiérrez, J.J. Martínez-Almansa, C. del Pino, L. Parras, Flow patterns and heat transfer coefficients using a rotational diffuser coupled with a radiant floor cooling, *Appl. Therm. Eng.* 168 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114827>.
- [30] J. Spitler, C. Pedersen, D. Fisher, P. Menne, J. Cantillo, An experimental facility for investigation of interior convective heat transfer, *ASHRAE Trans.* 97(1) (1991) 497–504. www.hvac.okstate.edu (accessed August 30, 2020).
- [31] A. Novoselac, B.J. Burley, J. Srebric, Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems, *Energy Build.* 38 (2006) 163–173. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.04.005>.
- [32] J. Le Dréau, P. Heiselberg, R.L. Jensen, Experimental investigation of the influence of the air jet trajectory on convective heat transfer in buildings equipped with air-based and radiant cooling systems, *J. Build. Perform. Simul.* 8 (2015) 312–325. <https://doi.org/10.1080/19401493.2014.938121>.
- [33] L. Neiswanger, G.A. Johnson, V.P. Carey, An Experimental Study of High Rayleigh Number Mixed Convection in a Rectangular Enclosure With Restricted Inlet and Outlet Openings, *J. Heat Transfer.* 109 (1987) 446–453. <https://doi.org/10.1115/1.3248102>.
- [34] R. Bean, B.W. Olesen, K.W. Kim, Part 2 history of radiant heating & cooling systems, *ASHRAE J.* 52 (2010) 50–55.
- [35] ASHRAE, 2012 ASHRAE Handbook Heating, Ventilating, and Air-Conditioning SYSTEMS AND EQUIPMENT, Atlanta GA, 2012.
- [36] F. Causone, S.P. Corgnati, E. Fabrizio, M. Filippi, Radiant Systems - Technical Guideline, Uponor Corporation, 2009.
- [37] M. Behne, Indoor air quality in rooms with cooled ceilings. Mixing ventilation or rather displacement ventilation?, *Energy Build.* 30 (1999) 155–166. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00083-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00083-8).
- [38] S. Hu, Q. Chen, L.R. Glicksman, Comparison of energy consumption between displacement and mixing ventilation systems for different U.S. buildings and climates, *ASHRAE Trans.* 105 (1999).
- [39] A. Novoselac, J. Srebric, A critical review on the performance and design of

- combined cooled ceiling and displacement ventilation systems, *Energy Build.* 34 (2002) 497–509. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00134-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00134-7).
- [40] Z. Lin, T.T. Chow, K.F. Fong, C.F. Tsang, Q. Wang, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: Indoor air quality, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 288–305. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.006>.
- [41] Z. Lin, C.K. Lee, S. Fong, T.T. Chow, T. Yao, A.L.S. Chan, Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling, *Energy Build.* 43 (2011) 130–136. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.08.033>.
- [42] X. Shan, J. Zhou, V.W.C. Chang, E.H. Yang, Comparing mixing and displacement ventilation in tutorial rooms: Students' thermal comfort, sick building syndromes, and short-term performance, *Build. Environ.* (2016). <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.03.025>.
- [43] Y. Yin, W. Xu, J. Gupta, A. Guity, P. Marmion, A. Manning, B. Gulick, X. Zhang, Q. Chen, Experimental study on displacement and mixing ventilation systems for a patient ward, *HVAC R Res.* 15 (2009) 1175–1191. <https://doi.org/10.1080/10789669.2009.10390885>.
- [44] G. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y. Fan, K. Sirén, R. Kosonen, J. (Jensen) Zhang, A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings, *Build. Environ.* 73 (2014) 171–186. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.12.009>.
- [45] H. Xing, A. Hatton, H.B. Awbi, A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation, *Build. Environ.* 36 (2001) 809–820. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00006-3](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00006-3).
- [46] N. Kobayashi, Q. Chen, Floor-supply displacement ventilation in a small office, in: *Indoor Built Environ.*, 2003. <https://doi.org/10.1177/1420326X03035918>.
- [47] M. Krajčík, R. Tomasi, A. Simone, B.W. Olesen, Experimental study including subjective evaluations of mixing and displacement ventilation combined with radiant floor heating/cooling system, *HVAC&R Res.* 19 (2013) 1063–1072. <https://doi.org/10.1080/10789669.2013.806173>.
- [48] O. Acikgoz, Y. Karakoyun, Z. Yumurtacı, N. Dukhan, A.S. Dalkılıç, Realistic experimental heat transfer characteristics of radiant floor heating using sidewalls as heat sinks, *Energy Build.* 183 (2019) 515–526. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.11.022>.
- [49] S. Ozsagiroglu, M. Camci, T. Taner, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, S. Wongwises, CFD analyses on the thermal comfort conditions of a cooled room: a case study, *J. Therm. Anal. Calorim.* (2021). <https://doi.org/10.1007/s10973-021-10612-w>.
- [50] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A comparative study on convective heat transfer in indoor applications, *Energy Build.* 242 (2021) 110985. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110985>.

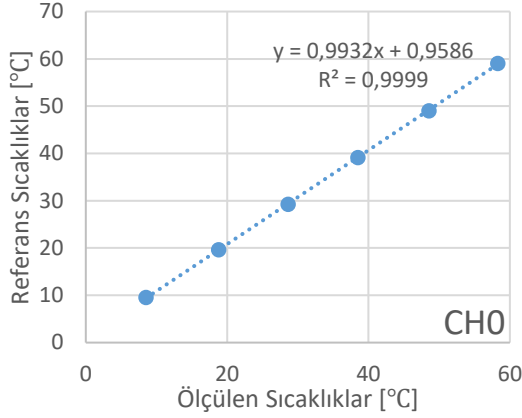
- [51] Y.A. Cengel, Natural convection, in: Heat Transf. A Pract. Approach, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, NY, 2002: p. 487.
- [52] D.P.D. Incropera, Frank P., Free convection, in: Introd. to Heat Transf., 6th ed., J. Wiley, New York, NY, 1990: p. 594.
- [53] S.W. Churchill, R. Usagi, A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, AIChE J. 18 (1972) 1121–1128. <https://doi.org/10.1002/aic.690180606>.
- [54] P.H. Oosthuizen, M. Bassey, Experimental Study of Combined Forced and Free Convective Heat Transfer From Flat Plates To Air At Low Reynolds Numbers., J. Heat Transfer. (1972) 120–121. <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org>.
- [55] A. Novoselac, B.J. Burley, J. Srebric, New convection correlations for cooled ceiling panels in room with mixed and stratified airflow, HVAC R Res. 12 (2006) 279–294. <https://doi.org/10.1080/10789669.2006.10391179>.
- [56] J.P. Holman, Experimental Methods for Engineers, Eighth Edi, McGraw-Hill, New York, NY, 2012.
- [57] S. Kline, F. McClintock, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mech. Eng. 75 (1953) 3–8.

A

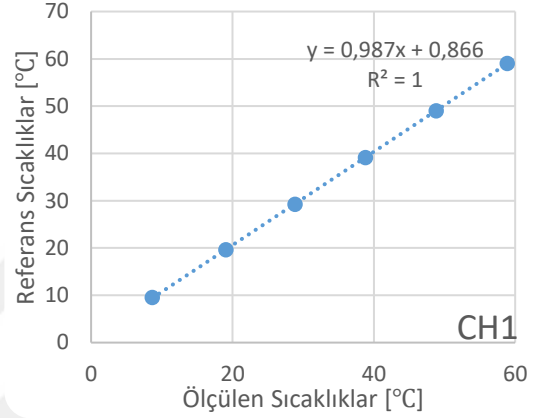
KALİBRASYON EĞRİLERİ

Deneylerde kullanılan PT100 ve ısıl çiftlere ait kalibrasyon eğrileri ve denklemleri aşağıda verilmiştir.

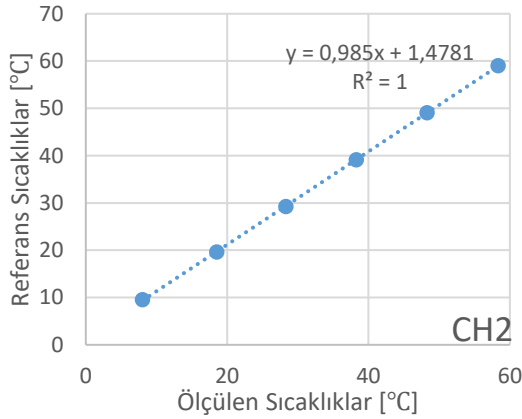
Isıl çift - 1



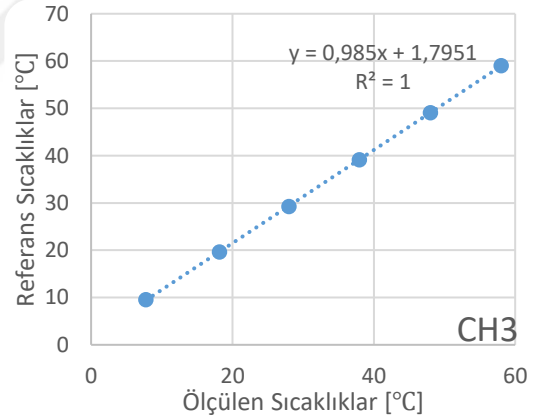
Isıl çift - 2



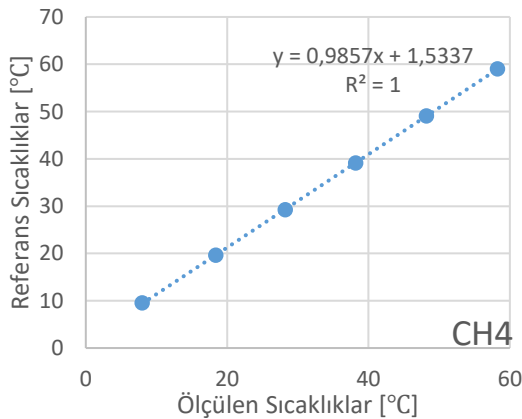
Isıl çift - 3



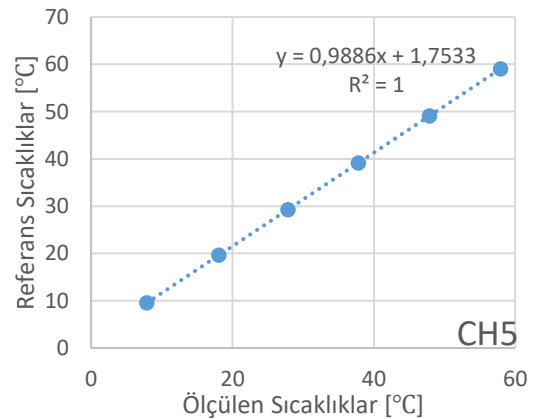
Isıl çift - 4



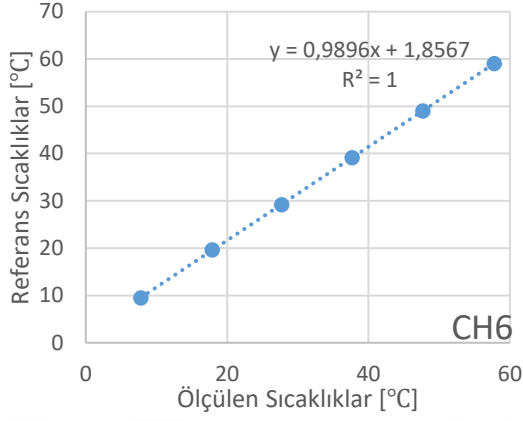
Isıl çift - 5



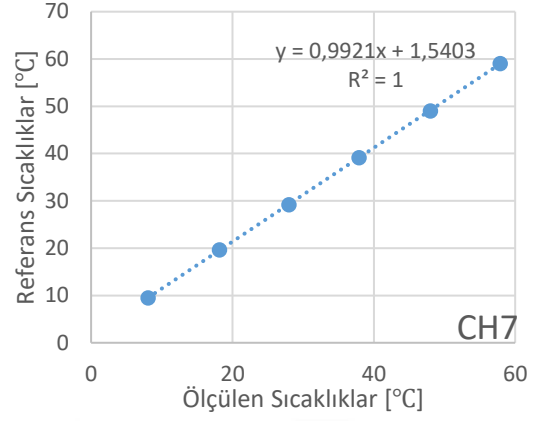
Isıl çift - 6



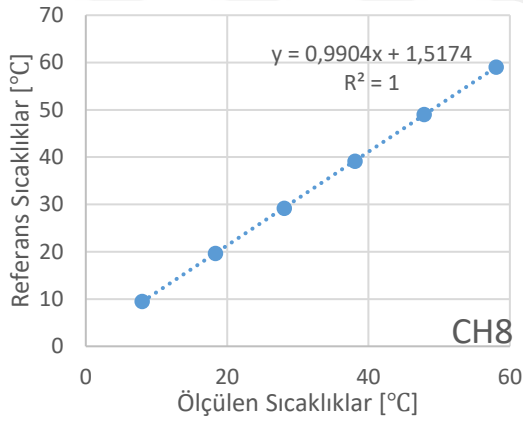
Isıl çift - 7



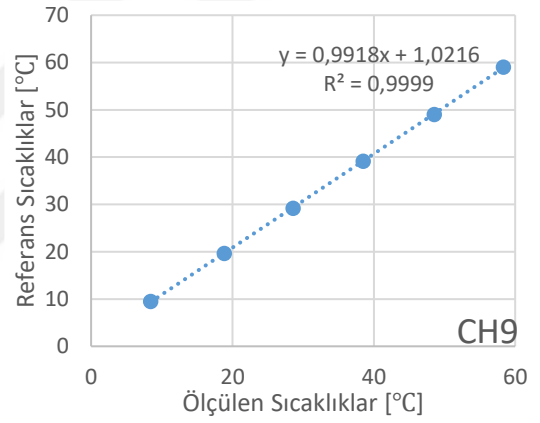
Isıl çift - 8



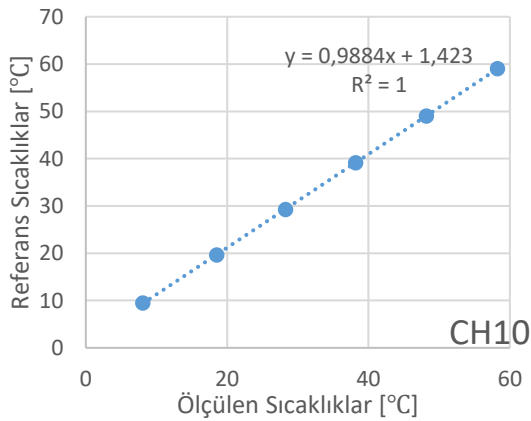
Isıl çift - 9



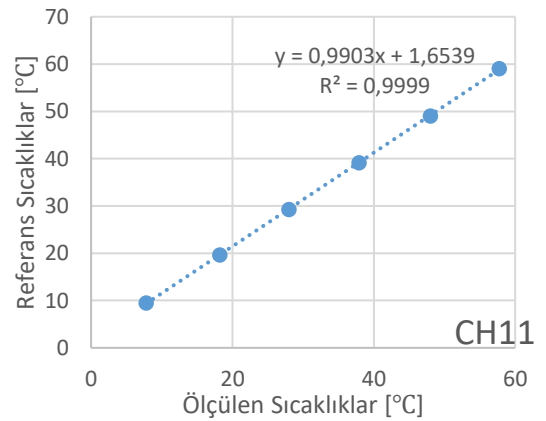
Isıl çift - 10



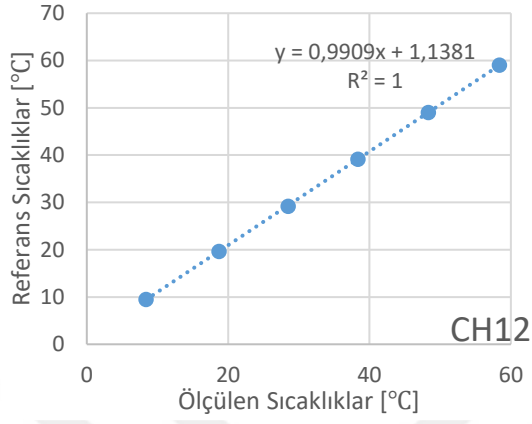
Isıl çift - 11



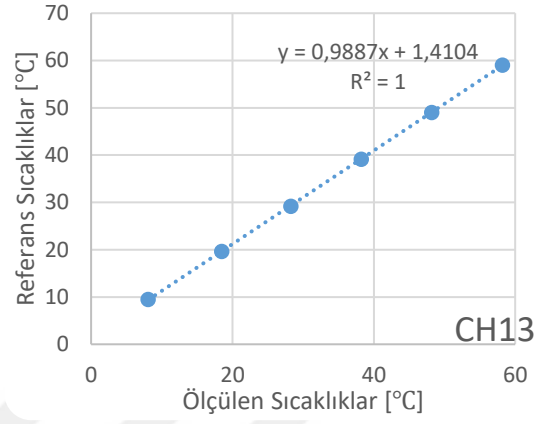
Isıl çift - 12



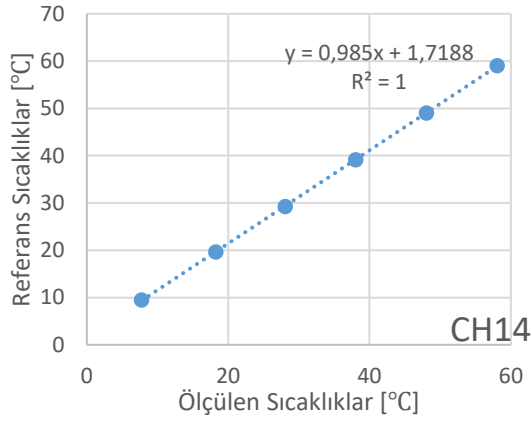
Isıl çift - 13



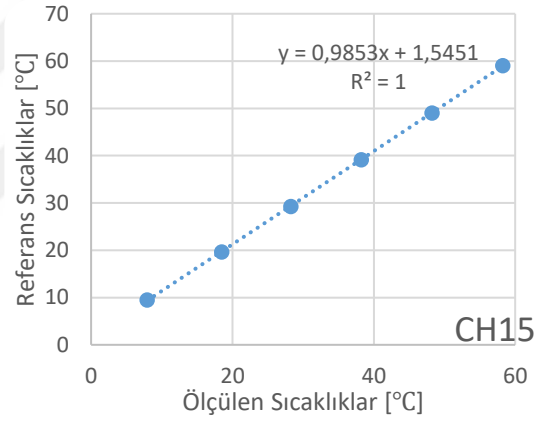
Isıl çift - 14



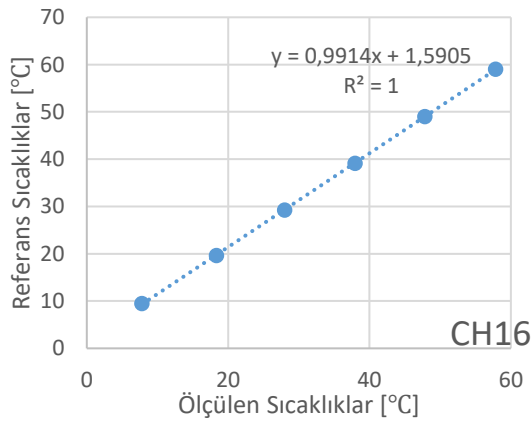
Isıl çift - 15



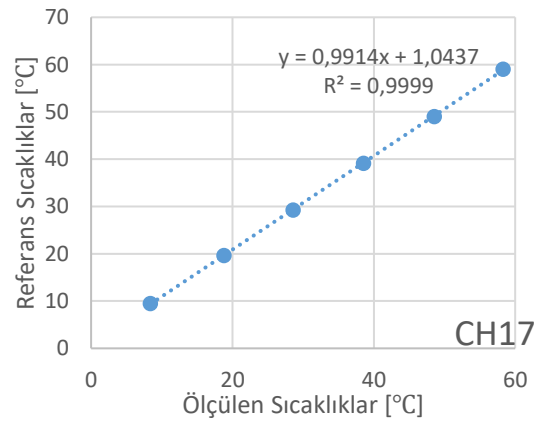
Isıl çift - 16



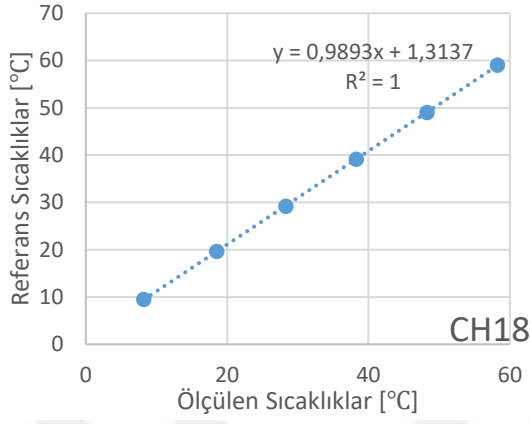
Isıl çift - 17



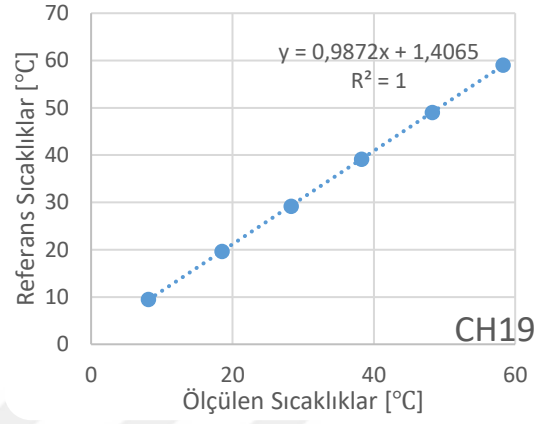
Isıl çift - 18



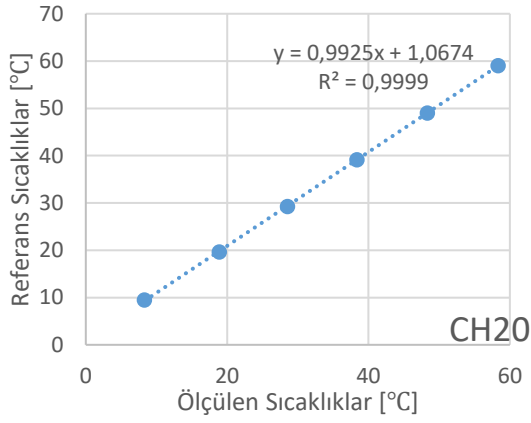
Isıl çift - 19



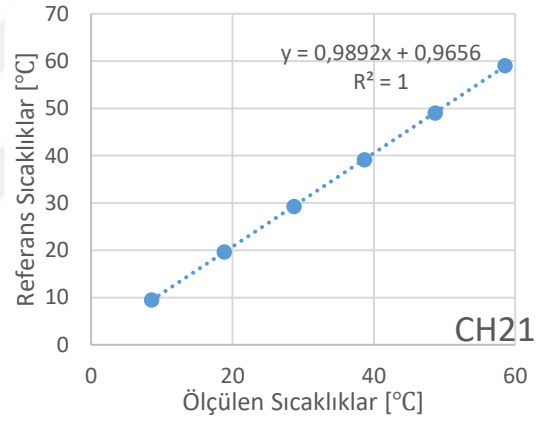
Isıl çift - 20



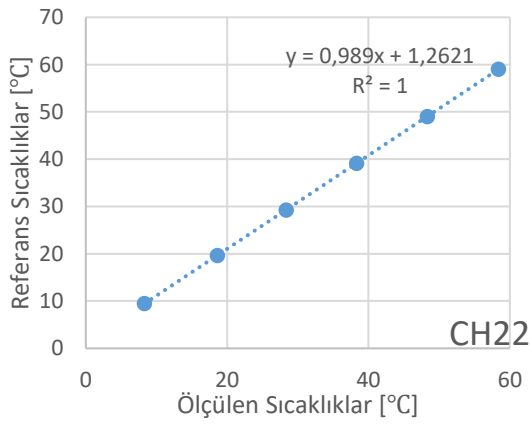
Isıl çift - 21



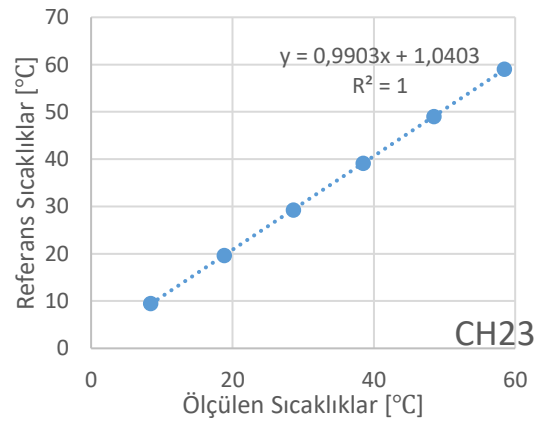
Isıl çift - 22



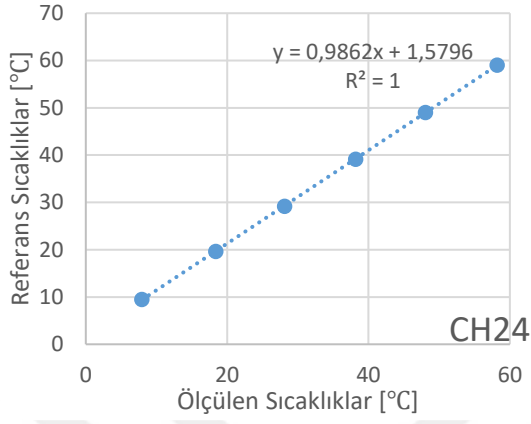
Isıl çift - 23



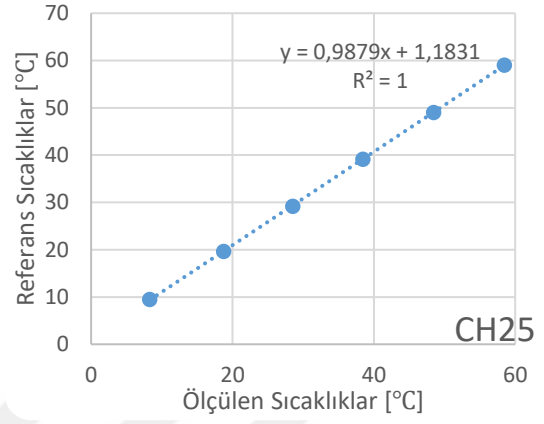
Isıl çift - 24



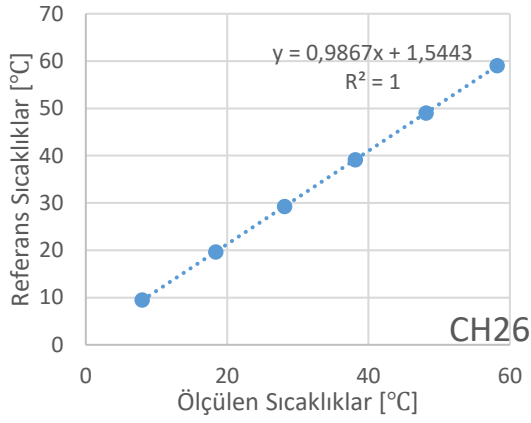
Isıl çift - 25



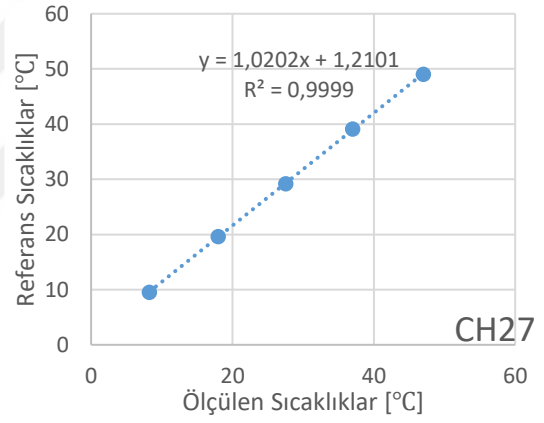
Isıl çift - 26



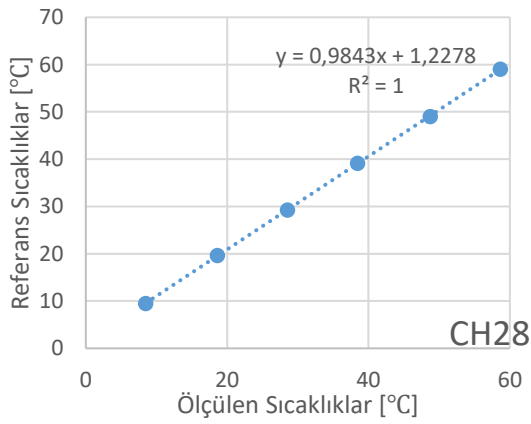
Isıl çift - 27



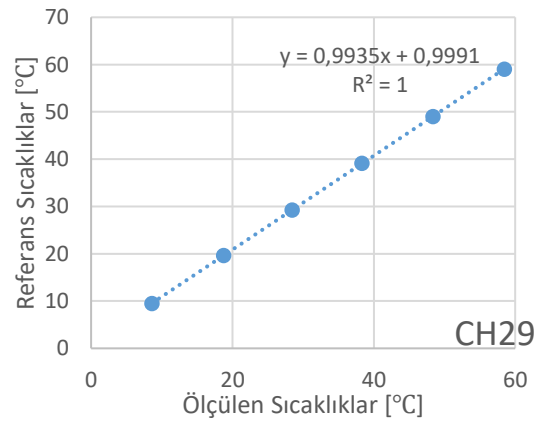
Isıl çift - 28



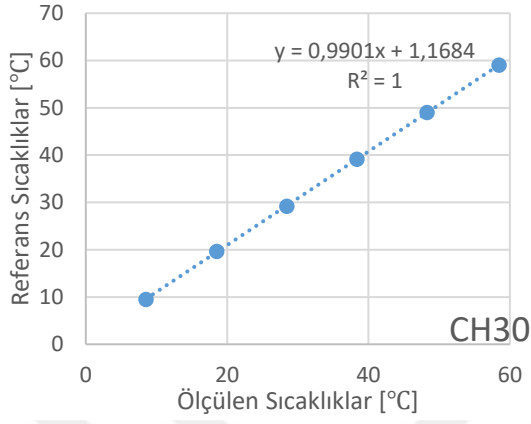
Isıl çift - 29



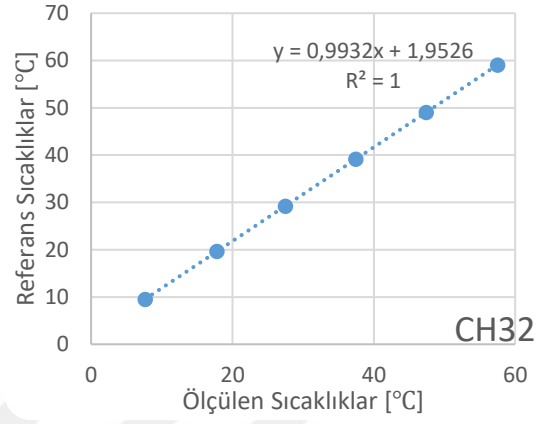
Isıl çift - 30



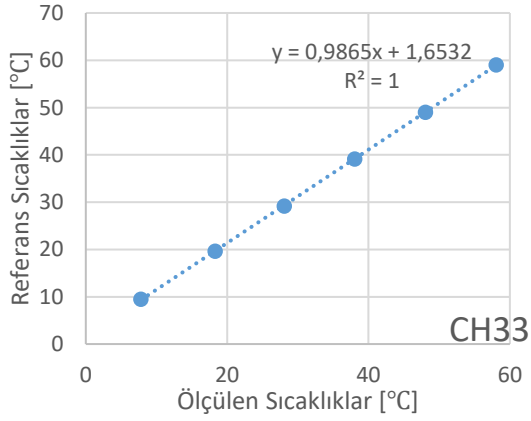
Isıl çift - 31



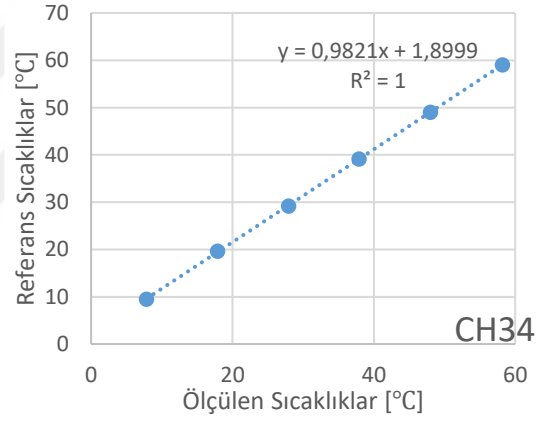
Isıl çift - 32



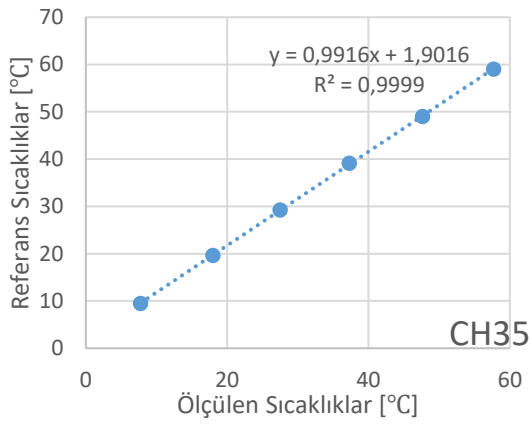
Isıl çift - 33



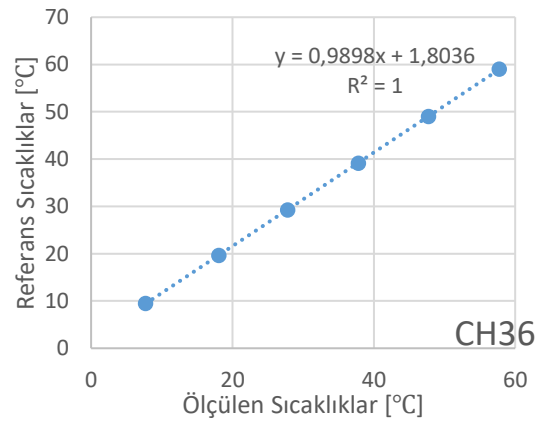
Isıl çift - 34



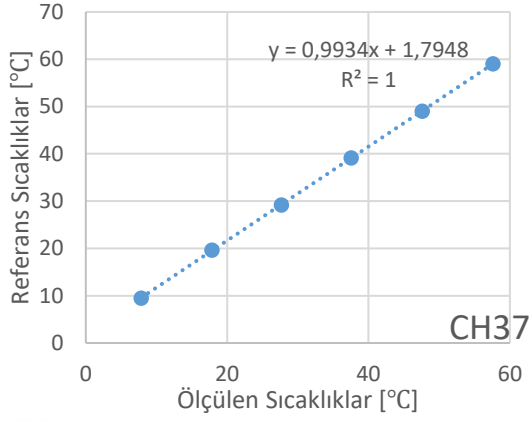
Isıl çift - 35



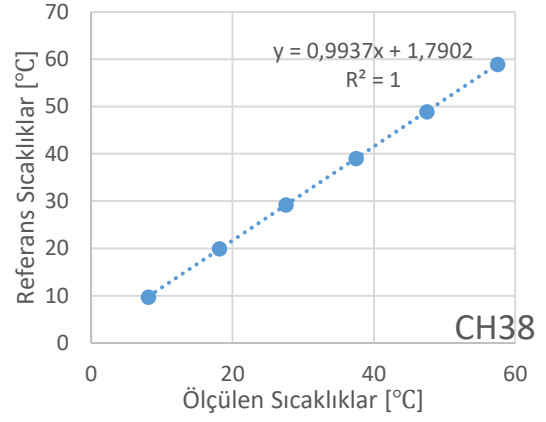
Isıl çift - 36



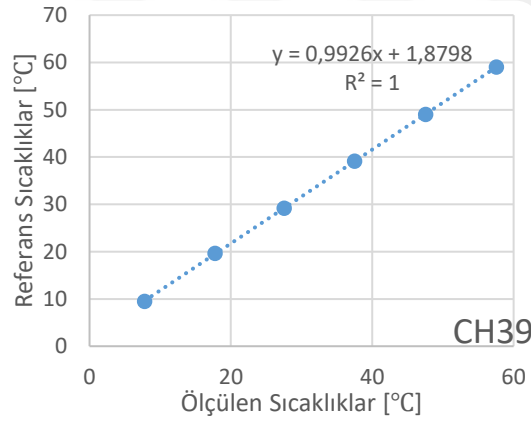
Isıl çift - 37



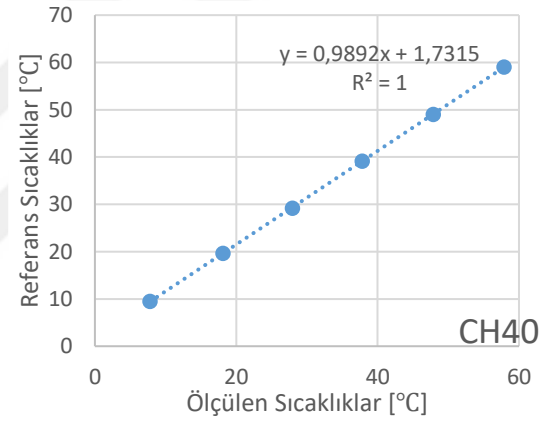
Isıl çift - 38



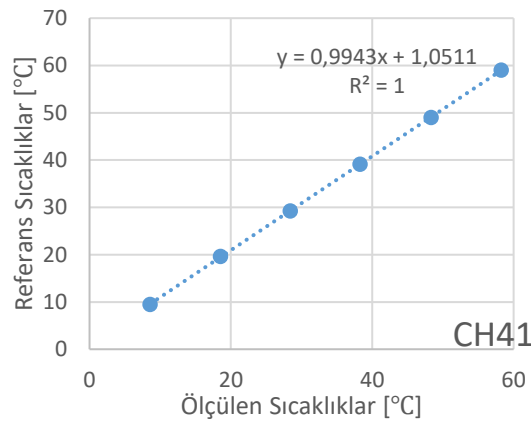
Isıl çift - 39



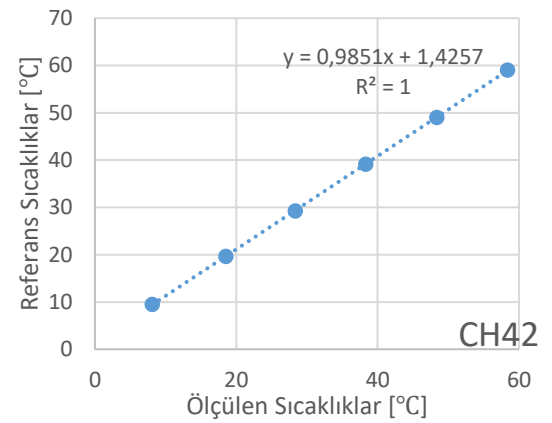
Isıl çift - 40



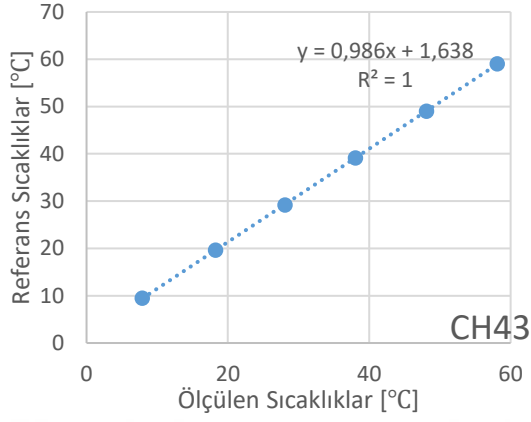
Isıl çift - 41



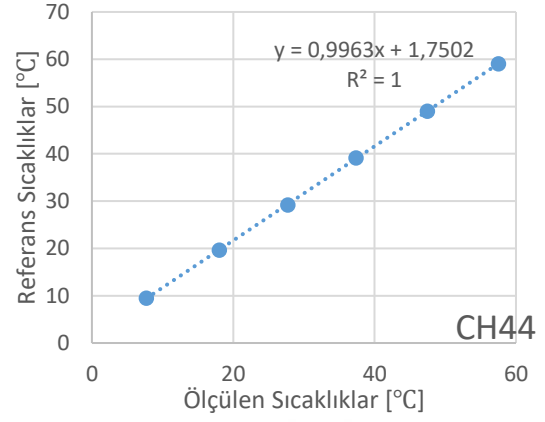
Isıl çift - 42



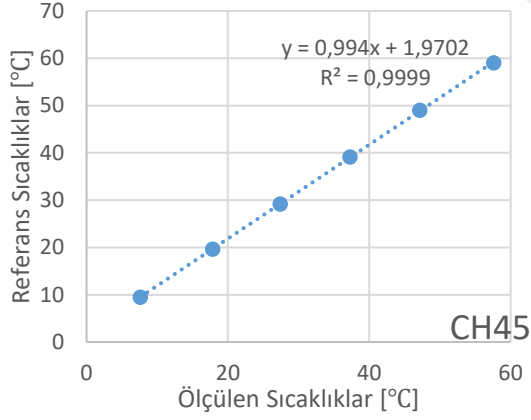
Isıl çift - 43



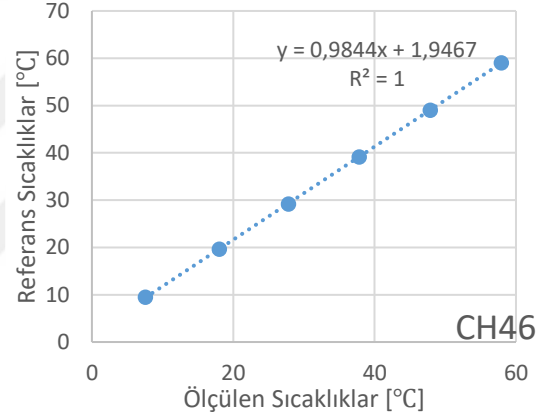
Isıl çift - 44



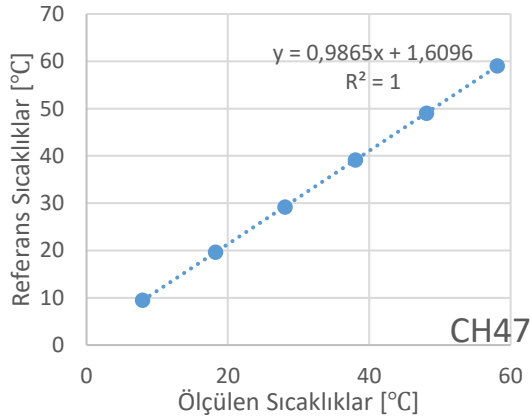
Isıl çift - 45



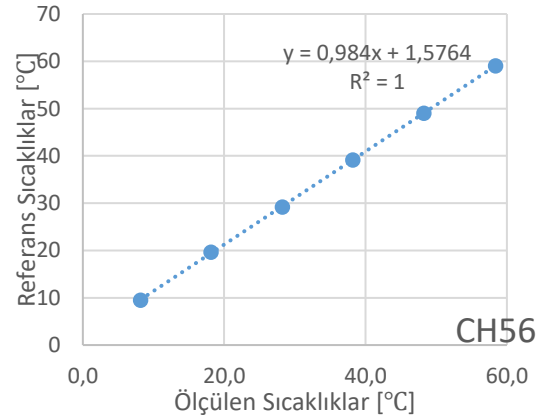
Isıl çift - 46



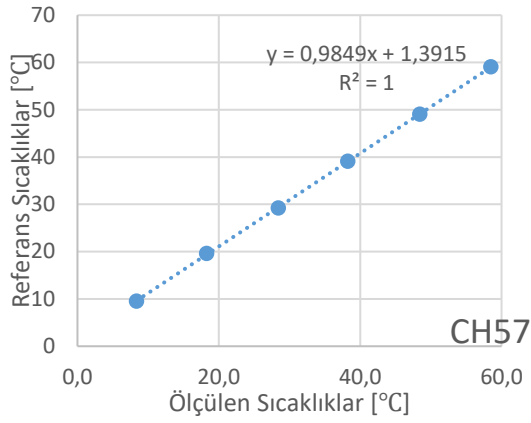
Isıl çift - 47



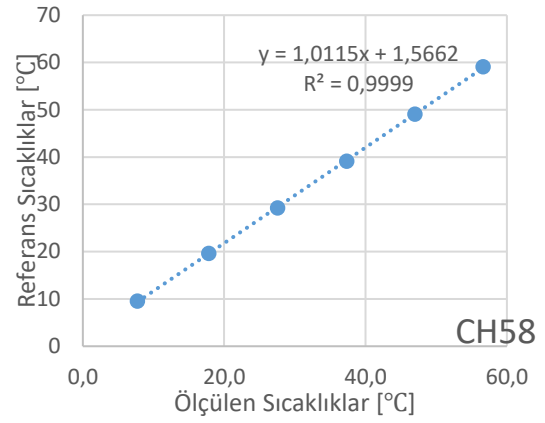
Isıl çift - 48



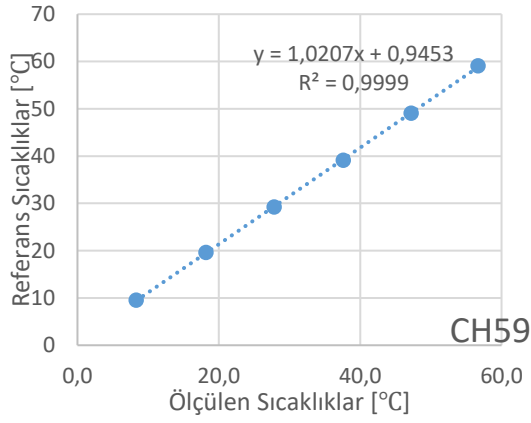
Isıl çift - 49



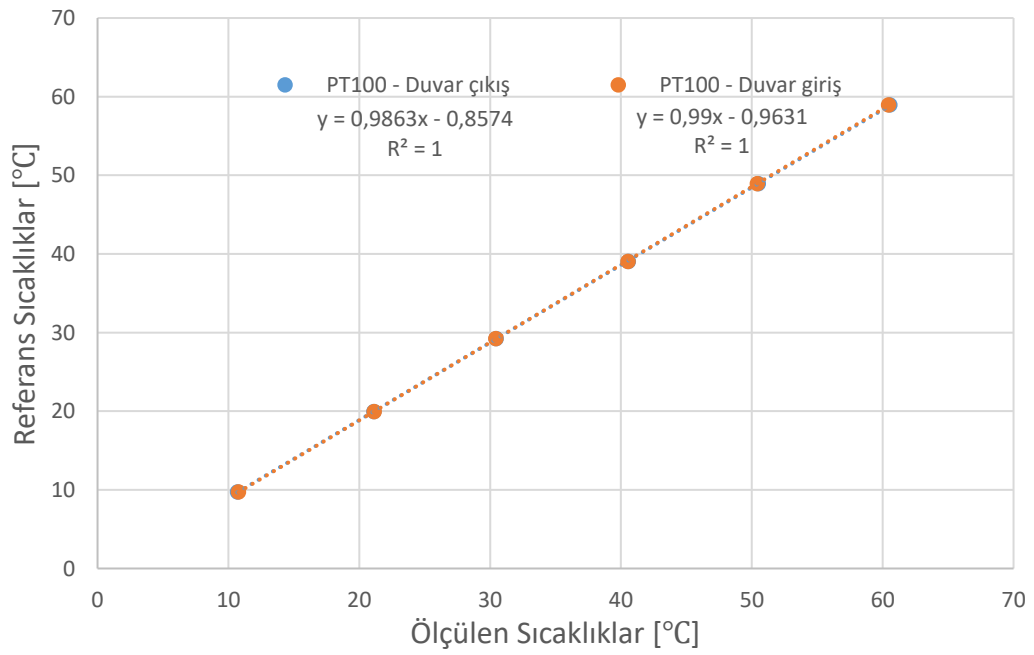
Isıl çift - 50



Isıl çift - 51



PT100 – Duvar çıkış ve PT100 - Duvar giriş



Konferans Bildirileri

1. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A short review of internal mixed convective heat transfer at building applications in: 5th Int. Conf. Adv. Mech. Eng. Istanbul 2019, Yildiz Technical University, Istanbul, 2019.
2. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, Technicality of the experimental setup for the investigation of radiant heating/cooling systems, in: 6th Int. Conf. Adv. Mech. Eng. Istanbul 2021, Yildiz Technical University, Istanbul, 2021.

Makaleler

1. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A comparative study on convective heat transfer in indoor applications, Energy Build. 242 (2021) 110985. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110985>
2. O. Acikgoz, A. B. Colak, M. Camci, Y. Karakoyun, A.S. Dalkilic, Machine learning approach to predict the heat transfer coefficients pertaining to a radiant cooling system coupled with mixed and forced convection, International Journal of Thermal Sciences (Değerlendirme aşamasında)
3. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics over a Radiant Cooled Wall Exposed to Mixed and Forced Convection Driven by Displacement Ventilation (Değerlendirme aşamasında)

Projeler

1. YTÜ BAPK, Radyant Yüzeyli Isıtma Sistemlerinde Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi, Yrt: Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, FBA-2019-3743, 2020-2021.